

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Zkušební zařízení pohonu řízení vysoko zdvižných vozíků**

**Testing Device for a Drive Steering of fork Lift Trucks**

Student:

Bc. Vít Krchňák

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2013

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vít Krchňák**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: Zkušební zařízení pohonu řízení vysokozdvížných vozíků  
Testing Device for a Drive Steering of Fork Lift Trucks

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete zkušební zařízení pohonů řízení vysokozdvížných vozíků :

1.Pohon 1:  $P = 0,5 \text{ kW}$ ,  $n_{\min} = 19,5 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{\max} = 98,5 \text{ min}^{-1}$ ,  $z_1 = 28$ ,  $m_{n1} = 2,5 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 22,0 \text{ mm}$

2.Pohon 2:  $P = 0,6 \text{ kW}$ ,  $n_{\min} = 88,4 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{\max} = 107,1 \text{ min}^{-1}$ ,  $z_1 = 31$ ,  $m_{n1} = 2,5 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 31,0 \text{ mm}$

3.Pohon 3:  $P = 1,2 \text{ kW}$ ,  $n_{\min} = 24,4 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{\max} = 81,7 \text{ min}^{-1}$ ,  $z_1 = 23$ ,  $m_{n1} = 2,5 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 29,5 \text{ mm}$

1.Pohon 4:  $P = 2,2 \text{ kW}$ ,  $n_{\min} = 19,0 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{\max} = 89,0 \text{ min}^{-1}$ ,  $z_1 = 30$ ,  $m_{n1} = 3,0 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 30,0 \text{ mm}$

2.Otevřený zkušební okruh

3.Brzdnění pomocí dynamometru

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.

DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3

DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X

KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8

MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1

NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.

druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8

*Katalogy ložisek*

*Firemní literatura*

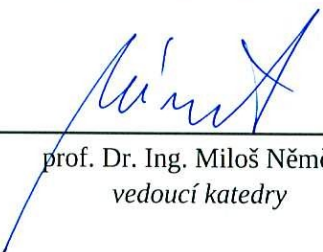
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

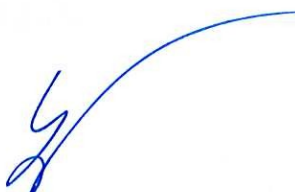
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

#### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20. 5. 2013




.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20. 5. 2013

  
.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Vít Krchňák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Těšetice 155, 783 46 Těšetice

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Krchňák, V. *Zkušební zařízení pohonu řízení vysokozdvihných vozíků : diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 57 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem zkušebního přípravku pro zkoušky řídicích elektromotorů. Motory budou brzděny dynamometrem. V úvodní části je provedena stručná rešerše dynamometrů a volba vhodného typu. Dalším krokem je návrh uspořádání celého zkušebního zařízení. Následuje volba zbývajících nakupovaných komponent, kam patří převodovka a spojka. Ve zbývajících kapitolách je proveden výpočet nejdůležitějších částí zkušebního zařízení, které se týkají upevnění zkoušených elektromotorů a nakupovaných komponent. Jsou provedeny pevnostní výpočty šroubových spojení, svarů, výpočet trvanlivosti ložisek, návrh hřídele a další.

## ANOTATION OF MASTER THESIS

Krchňák, V. *Testing Device for a Drive Steering of Fork Lift Trucks : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2013, 57 p. Thesis head: Havlík, J.

Master thesis is dealing of structure design and calculation of testing device for test of drive steering electric motors. Electric motors are brakes by dynamometer. In the first part is realized short search of dynamometers and choice best type. The second step is structure design all of testing device. Follow choice order purchase parts which increased gearbox and clutch. In the remaining chapter are calculated most important parts of testing device for example mounting of tested electric motors and purchased parts. There are make strength calculations of screwing connection, welding, bearing life, design of shaft and other things.

## **Obsah**

Seznam použitých symbolů a značek .....	8
1. Úvod .....	12
2. Návrh uspořádání zkušebního zařízení .....	15
3. Volba nakupovaných komponent .....	18
3.1 Volba dynamometru .....	18
3.2 Volba kuželové převodovky .....	21
3.3 Volba spojky .....	24
4. Konstrukční návrh a výpočet rámu zkušebního zařízení .....	27
4.1 Návrh a výpočet ložiskového domku a souvisejících dílů .....	28
4.1.1 Výpočet sil v ozubení .....	28
4.1.2 Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil .....	29
4.1.3 Definování kritického místa a statická kontrola hřídele .....	30
4.1.4 Výpočet trvanlivosti ložisek .....	32
4.1.5 Výpočet šroubového spojení spoluzabírajícího kola a duté hřídele ...	34
4.1.6 Výpočet svarového spojení trubky ložiskového domku a příruby ...	40
4.2 Výpočet šroubového spojení muzikusu a montážní desky .....	42
4.3 Kontrola šroubového spojení převodovky a rámu .....	47
4.4 Výpočet svarového spoje soklu převodovky .....	50
4.5 Ozubené soukolí elektromotor – spoluzabírající kolo .....	54
5. Závěr .....	55
6. Seznam použité literatury, software a internetových zdrojů .....	56
7. Seznam příloh .....	57

## Seznam použitých symbolů a značek

$D$	[mm]	průměr na hřídeli $D$ , průměr díry pro šroub
$D_1$	[mm]	průměr na hřídeli $D_1$
$D_2$	[mm]	průměr na hřídeli $D_2$
$E$	[–, MPa]	označení kritického místa na hřídeli, modul pružnosti v tahu
$F$	[N]	síla zatěžující šroubový spoj
$F_C$	[N]	celková osová síla ve šroubu
$F_{M1}$ až $F_{M5}$	[N]	přídavná osová síla ve šroubech 1 až 5
$F_{MAX}$	[N]	maximální síla ve šroubu
$F_N$	[N]	osová síla ve šroubu pro přenos posouvající síly
$F_{n1}, F_{n2}$	[N]	výsledná síla v ozubení
$F_O$	[N]	předepínací síla, osová síla ve šroubu
$F_P$	[N]	zbytková síla v přírubách
$F_{r1}, F_{r2}$	[N]	radiální síla v ozubení
$F_t$	[N]	třecí síla
$F_T$	[N]	osová síla ve šroubu pro přenos točivého momentu
$F_{t1}, F_{t2}$	[N]	tečná síla v ozubení
$F_{x1}$	[N]	posouvající síla v oblasti řezu $x_1$
$F_{x2}$	[N]	posouvající síla v oblasti řezu $x_2$
$J_T$	[mm <sup>4</sup> ]	polární moment setrvačnosti
$J_{T1}$	[mm <sup>4</sup> ]	polární moment setrvačnosti jednoho svarového obrazce
$J_x$	[mm <sup>4</sup> ]	moment setrvačnosti plochy k ose $x$
$J_y$	[mm <sup>4</sup> ]	moment setrvačnosti plochy k ose $y$
$L_{10h}$	[hod]	trvanlivost ložiska v provozních hodinách
$P$	[W, mm]	výkon elektromotoru, stoupání závitu
$P1$	[kW]	výkon přenášený kuželovou převodovkou
$P1m$	[kW]	podmínka pro přenos výkonu (mechanická)
$P1N$	[kW]	přípustný výkon, který převodovka snese (mechanický)
$P1Nt$	[kW]	přípustný výkon, který převodovka snese (oteplení)
$P1t$	[kW]	podmínka pro přenos výkonu (oteplení)
$P_3$	[W]	výkon na výstupní hřídeli kuželové převodovky
$R_A$	[N]	reakce v podpoře A



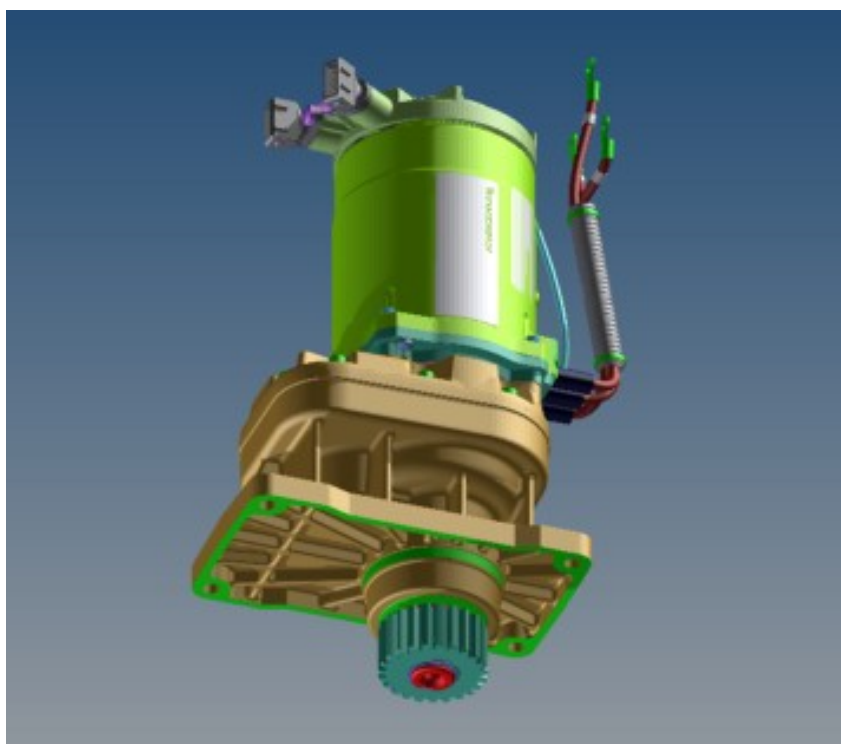
$R_B$	[N]	reakce v podpoře B
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_{e11\ 600}$	[MPa]	mez kluzu oceli 11 600
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha mezikruží, plocha nosné části dřívku šroubu
$S_B$	[–]	provozní faktor
$S_R$	[–]	faktor směru rotace
$S_t$	[–]	faktor pracovní teploty
$T_1$	[N·m]	točivý moment elektromotoru
$T_2$	[N·m]	točivý moment na vstupní hřídeli kuželové převodovky
$T_2$	[N·m]	točivý moment přenášený převodovkou
$T_{2m}$	[N·m]	podmínka pro přenos točivého momentu (mechanická)
$T_{2N}$	[N·m]	přípustný točivý moment, který převodovka snese (mechanický)
$T_{2Nt}$	[N·m]	přípustný točivý moment, který převodovka snese (oteplení)
$T_{2t}$	[N·m]	podmínka pro přenos točivého momentu (oteplení)
$T_3$	[N·m]	točivý moment na výstupní hřídeli kuželové převodovky
$T_{Kmax}$	[N·m]	záběrový točivý moment, který spojka snese
$T_{KN}$	[N·m]	jmenovitý točivý moment, který spojka snese
$T_{kx1}$	[N·m]	točivý moment v oblasti řezu $x_1$
$T_{kx2}$	[N·m]	točivý moment v oblasti řezu $x_2$
$T_{OE}$	[N]	ohybový moment v kritickém místě hřídele E
$T_{ox1}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti řezu $x_1$
$T_{ox2}$	[N·m]	ohybový moment v oblasti řezu $x_2$
$T_S$	[N·m]	špičky točivého momentu při zatížení vibracemi
$T_{TM}$	[N·m]	moment tření pod maticí
$T_{TZ}$	[N·m]	moment tření v závitu
$T_U$	[N·m]	utahovací moment
$U_1, U_2, U_3, U_4$	[%]	dílčí úseky, kdy působí elektromotory 1, 2, 3 a 4
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v krutu
$W_{OSV}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu svaru
$a$	[m, mm]	rozměr šroubového spoje, charakteristický rozměr koutového svaru
$b$	[m]	rozměr šroubového spoje

c	[m]	rozměr šroubového spoje
c <sub>PŘ</sub>	[N/mm]	tuhost příruby
c <sub>S</sub>	[N/mm]	tuhost šroubu
d	[mm, m]	průměr na hřídeli d, rozměr šroubového spoje
d <sub>2</sub>	[mm]	střední průměr závitu
d <sub>3</sub>	[mm]	malý průměr závitu
e	[m, mm]	rozměr šroubového spoje, vzdálenost od středu do osy svaru
f	[–]	součinitel tření
f <sub>1</sub>	[–]	faktor provozního zatížení
f <sub>2</sub>	[–]	rozběhový faktor
f <sub>3</sub>	[–]	faktor mazání
f <sub>4</sub>	[–]	faktor okolní teploty
f <sub>5</sub>	[–]	faktor zatížení za hodinu provozu
f <sub>m</sub>	[–]	součinitel tření pod maticí
f <sub>z</sub>	[–]	součinitel tření v závitu
h	[m, mm]	rameno síly ohybového momentu, délka mezi svary
i	[–, ks]	převodový poměr kuželové převodovky, počet šroubů
k	[mm, –]	výška hlavy šroubu, součinitel bezpečnosti šroubu, součinitel bezpečnosti šroubového spoje, nejvzdálenější vlákno svaru
k <sub>3</sub>	[–]	převodní součinitel dle ČSN 05 0120
k <sub>SE</sub>	[–]	součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě E
l	[mm]	délka Rötšcherova válce, délka ramene, délka svaru
l <sub>P</sub>	[mm]	délka zašroubované části šroubu
l <sub>PŘ</sub>	[mm]	délka volné části šroubu v přírubě
n	[–, min <sup>-1</sup> ]	výpočtová rovina, otáčky ložiska
n <sub>3</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky na výstupní hřídeli kuželové převodovky
n <sub>max</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	maximální otáčky elektromotoru
n <sub>min</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	minimální otáčky elektromotoru
r	[mm, m]	zaoblení v zápichu, poloměr roztečné kružnice, výpočtový rozměr u svarového spoje
r <sub>1</sub>	[m]	poloměr roztečné kružnice pastorku
s	[mm]	otvor klíče
s <sub>k</sub>	[mm]	otvor klíče

$x$	[–]	označení osy
$x_1, x_2$	[–]	označení fiktivního řezu
$y$	[–]	označení osy
$z$	[mm]	charakteristický rozměr koutového svaru
$z_1$	[–]	počet zubů pastorku elektromotoru
$z_2$	[–]	počet zubů spoluzabírajícího kola
$\alpha$	[°]	úhel záběru, vrcholový úhel závitů
$\alpha_{\sigma E}$	[–]	součinitel tvaru pro ohyb v kritickém místě E
$\alpha_{\tau E}$	[–]	součinitel tvaru pro smyk v kritickém místě E
$\beta$	[–]	součinitel tloušťky svarového spoje
$\gamma$	[°]	úhel stoupání závitů
$\Delta F_{PŘ}$	[N]	pokles sevření v přírubách
$\Delta F_S$	[N]	nárůst síly ve šroubu
$\Delta l_{PŘ}$	[mm]	deformace přírub
$\Delta l_S$	[mm]	deformace šroubu
$\eta$	[–]	účinnost ozubeného převodu, účinnost kuželové převodovky
$\lambda$	[m]	deformace šroubu a příruby
$\sigma$	[MPa]	tahové napětí ve šroubu
$\sigma_{OE}$	[MPa]	ohybové napětí v kritickém místě E
$\sigma_{RED}$	[MPa]	redukované napětí ve šroubu
$\sigma_{redE}$	[MPa]	redukované napětí v kritickém místě E
$\Sigma T_A$	[N·m]	suma ohybových momentů k bodu A
$\Sigma T_B$	[N·m]	suma ohybových momentů k bodu B
$\Sigma F_y$	[N]	suma sil v ose y
$\tau$	[MPa]	smykové napětí ve šroubu
$\tau_{\perp}$	[MPa]	smykové napětí kolmé na osu svaru
$\tau_{OE}$	[MPa]	smykové napětí v kritickém místě E
$\varphi'$	[°]	redukovaný třecí úhel
$\omega_1$	[rad/s]	úhlová rychlost hřídele elektromotoru
$\omega_3$	[rad/s]	úhlová rychlost na vstupní hřídeli dynamometru

## 1. Úvod

Cílem řešení diplomové práce je návrh zkušebního zařízení pro zkoušky elektromotorů. Elektromotory slouží pro pohon řízení u vysoko zdvižných vozíků typu Retrak. Mechanismus řízení bude elektromotor pohánět pomocí ozubeného kola. Jeden ze zkoušených typů elektromotorů je na obr. 1.1. Konkrétně se jedná o model s výkonem 1 200 W. Zkoušet se budou čtyři typy elektromotorů. Jednotlivé typy se kromě výkonových parametrů liší zejména tvarem montážní příruby, modulem ozubení a počtem zubů. Zkušební zařízení musí vyhovět nárokům na zkoušení všech čtyř typů.



Obr. 1.1 Pohled na testovaný elektromotor o výkonu 1 200 W

Cílem zkoušek je provést test životnosti motoru a ozubení. Přitom se budu měřit parametry motoru, jako jsou otáčky, točivý moment, výkon a příkon elektromotoru. Ke zjištění všech těchto parametrů je požito dynamometru. Dynamometr je zařízení na testování elektromotorů, nebo spalovacích motorů. Motor zatěžují brzdícím momentem a měří točivý moment při různých otáčkách a příkonu testovaného motoru. Při měření se může sledovat mnoho dalších parametrů, např. spotřeba elektrické energie, teplota, vibrace a další. Dynamometr je bezpochyby klíčovou součástí celého zkušebního zařízení.

Dynamometr i s příslušenstvím, jako je napájení a měřicí stanice s vyhodnocením dat je drahou záležitostí. V dané výkonové kategorii se pohybuje okolo milionu korun českých.

Na trhu je celá řada různých typů dynamometrů. Stručný přehled je uveden zde [1]:

**Vzduchové dynamometry** – slouží pro zjištění parametrů proudových motorů, nebo spalovacích turbín. Pro brzdění a posouzení výkonu využívají vrtuli. Výkon je mařen třením a ohříváním vzduchu.

**Střídavé dynamometry** – jsou to střídavé motory upravené tak, aby kladly brzdný odpor testovanému motoru. Výstupem je brzdný moment při určitých otáčkách a výkon.

**Stejnoseměrné dynamometry** – podobné, jako střídavé dynamometry. Jsou to upravené stejnosměrné motory tak, aby kladly brzdný moment testovanému motoru. Výsledkem měření je brzdý moment při určitých otáčkách a výkon.

**Hydraulické, nebo vodní dynamometry** – rotor u těchto dynamometrů je opatřen lopatkami. Ty přečerpávají vodu mezi statorem a rotorem a tím vzniká brzdý odpor. Dochází k maření pohybové energie vnitřním třením částic kapaliny.

**Vířivé a hysterezní dynamometry** – oba typy dynamometrů pracují na stejném principu. Využívají vířivých proudů, které vznikají mezi statorem a rotorem. Vzniká magnetického pole, které vytváří brzdý moment. Ten se zvyšuje s rostoucími otáčkami. Rozdíl mezi dynamometry je v jejich konstrukci.

**Práškové dynamometry** – funkce je podobná vířivým dynamometrům. Brzdý účinek zde nevytváří vířivé proudy, ale magnetický prášek nasypáný mezi rotor a stator. Zmagnetizovaný prášek je schopen vyvolat brzdý moment. Jsou vhodné pro nízké otáčky. Ve vysokých otáčkách se špatně chladí.

**Mechanické brzdy** – jedná se o tzv. Pronyho brzdou. Točivý moment motoru je mařen třením mezi kotoučem a brzdovými destičkami. U tohoto dynamometru je problém s chlazením.

Poslední tři typy dynamometrů (hysterezní, práškové a mechanické brzdy) jsou schopné dávat plný brzdňý moment již od nulových otáček. Vířivé dynamometry dávají v nulových otáčkách brzdňý moment jen v omezené míře. U zbývajících typů dynamometrů je brzdňý moment na otáčkách závislý – v nulových otáčkách je téměř nulový a s rostoucími otáčkami se zvyšuje. Spojením dvou a více typů dynamometrů vznikají tandemové, nebo kombinované dynamometry. Takové řešení se používá v případě, že motor má velký rozsah otáček a výkonu a jeden dynamometr není schopen pokrýt takový rozsah. Dynamometry se dále dělí na vodorovné a svislé. Obvykle bývají vybaveny zpětnou vazbou pro sledování a vyhodnocování otáček, výkonu a točivého momentu. Dále jsou dynamometry vybaveny nastavováním velikosti brzdňého momentu a různými typy alarmů. Podle konkrétní aplikace mohou být vybaveny i speciálními snímači, jako jsou sondy na rozbor výfukových plynů, snímači spotřeby paliva, elektřiny a další.

Nejdůležitější kritéria při výběru dynamometru jsou jeho brzdňý výkon, brzdňý moment a maximální přípustné otáčky. Maximálním brzdňým výkonem se rozumí takový výkon, kterému může být dynamometr trvale vystaven bez rizika poškození. Maximální brzdňý moment je takový moment, pro který je navržena hřídel dynamometru. Maximální otáčky jsou otáčky, které dynamometr snese trvale při plném zatížení.

## 2. Návrh uspořádání zkušebního zařízení

Proces návrhu celého zařízení sestává z volby vhodných komponent a konstrukčního návrhu a výpočtu rámu. Rám zkušebního zařízení bude svařen z plechů a tyčí různého profilu. Na rám bude umístěn dynamometr, zkoušený motor a další součásti podle potřeby. Všechny čtyři druhy pohonů jsou jednofázové asynchronní elektromotory. Zadané parametry elektromotorů jsou uvedeny v tab. 1.

	Výkon motoru P [W]	Minimální otáčky $n_{\min}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	Maximální otáčky $n_{\max}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
Motor 4	2 200	19, 0	89,0
Motor 3	1 200	24,4	81,7
Motor 2	600	88,4	107,1
Motor 1	500	19,5	98,5

Tab. 2.1 Výkonové parametry motorů a rozsah pracovních otáček

Tento typ elektromotorů dává maximální točivý moment od nízkých otáček. S rostoucími otáčkami točivý moment klesá. Výkon je v celém rozsahu otáček konstantní. Točivý moment není přímo zadán a je dopočítáván. V rovnici 2.1 je předveden výpočet točivého momentu pro nejvýkonnější motor při minimálních otáčkách.

$$P = T_1 \cdot \omega_1 \Rightarrow T_1 = \frac{P}{\omega_1} \quad (2.1)$$

$$T_1 = \frac{2200}{1,989} = 1106 \text{ N} \cdot \text{m}$$

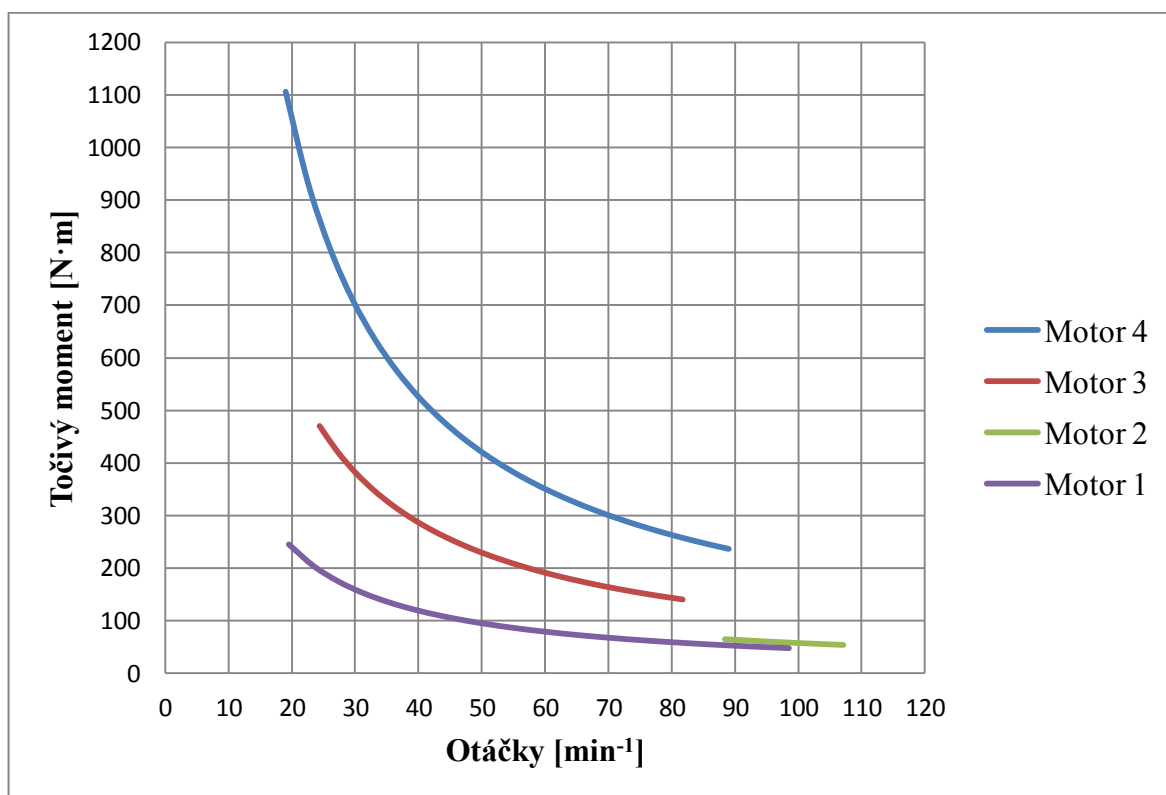
kde:

$\omega_1$  – úhlová rychlost hřídele elektromotoru

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\min}}{30} \quad (2.2)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 19}{30} = 1,989 \text{ rad/s}$$

Točivý moment byl dopočítán pro celý rozsah otáček pomocí programu Microsoft Excel. Výsledky byly vykresleny do grafu. Momentové charakteristiky všech čtyř typů elektromotorů jsou znázorněny na obr. 2.1.

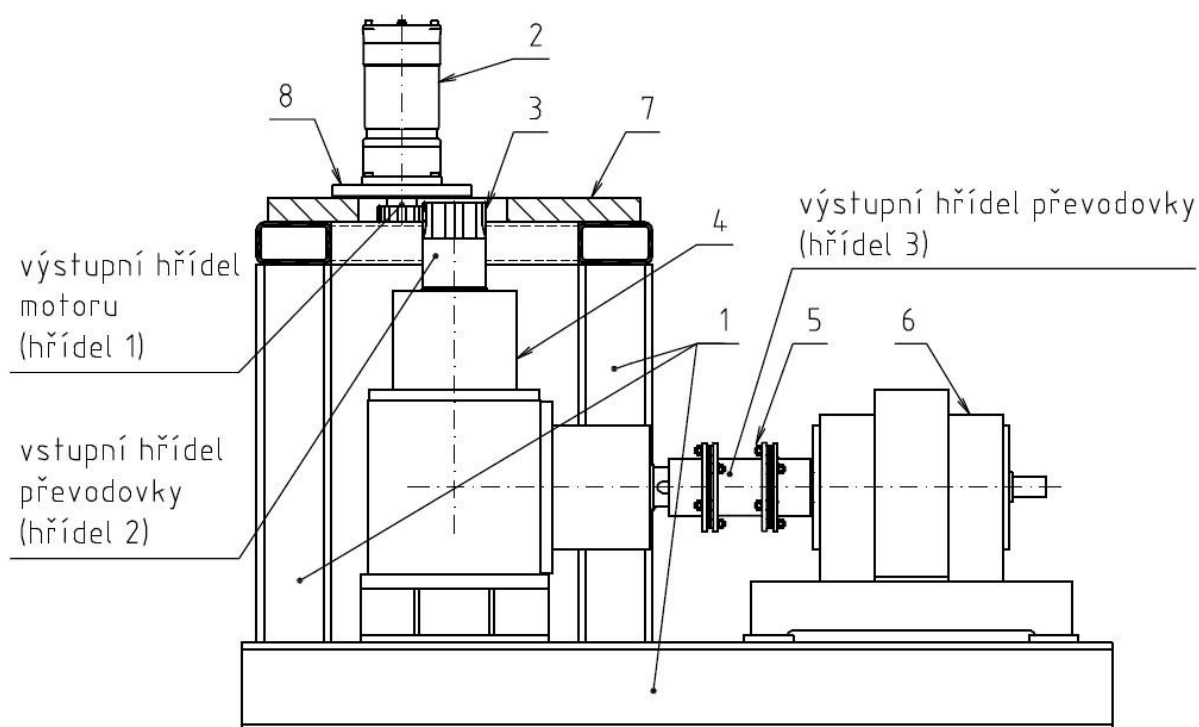


Obr. 2.1 – momentové charakteristiky zkoušených elektromotorů

Momentové charakteristiky motorů jsou dosti nevýhodné. Brzdné schopnosti dynamometru s otáčkami obvykle rostou a ne naopak. Rovněž výkon 2,2 kW při 19 min<sup>-1</sup> je dost vysoký. Běžně dostupné dynamometry mají pro takové hodnoty točivého momentu osu horizontálně. Elektromotor má v pracovní poloze osu svisle. Tomu odpovídá i zkušební poloha, při zkoušce bude elektromotor umístěn na zkušebním zařízení svisle. Proto je nezbytné mezi elektromotor a dynamometr umístit ještě kuželovou převodovku. Použití převodovky má jednu velkou výhodu: otáčky a točivý moment elektromotoru lze v případě potřeby upravovat vhodným převodovým poměrem. Další korekce převodového poměru je možné provádět na spoluzabírajícím kole elektromotoru.

Na základě uvedených údajů je již možné provést předběžný návrh zkušebního zařízení. Uspořádání všech komponent je patrné ze schématu na obr. 2.2 a z vysvětlivek.





Obr. 2.2 – Schéma uspořádání zkušebního zařízení

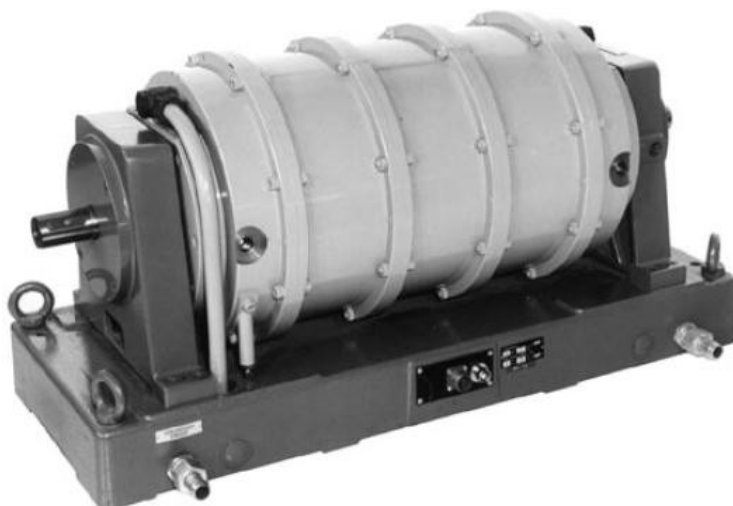
- 1 – svařovaný rám
- 2 – zkoušený elektromotor
- 3 – spoluzabírající ozubené kolo
- 4 – kuželová převodovka
- 5 – spojka
- 6 – dynamometr
- 7 – montážní deska pro upnutí elektromotoru
- 8 – mezikus

Elektromotory se budou montovat na pomocný mezikus. Každý elektromotor má jinou montážní přírubu, proto je nelze připevňovat přímo na montážní desku. V montážní desce budou vyfrézovány T – drážky a mezikus bude připevněn pomocí závrtných šroubů s T – maticemi. Mezikus půjde v T – drážkách posouvat. Tím se zajistí nastavení potřebné osové vzdálenosti u ozubených kol. Spoluzabírající kolo je vyměnitelné, protože elektromotory mají různé moduly ozubení. Ve schématu je spoluzabírající kolo nasazeno přímo na hřídel převodovky, ale pravděpodobně bude nutné pro jejich upevnění vyrobit ještě ložiskový domek. V ložiskovém domku bude dutá hřídel a ta bude nasunuta na hřídel převodovky. Ložiskový domek bude přišroubován k rámu. Ozubená kola se budou šroubovat na hřídel ložiskového domku.

### 3. Volba nakupovaných komponent

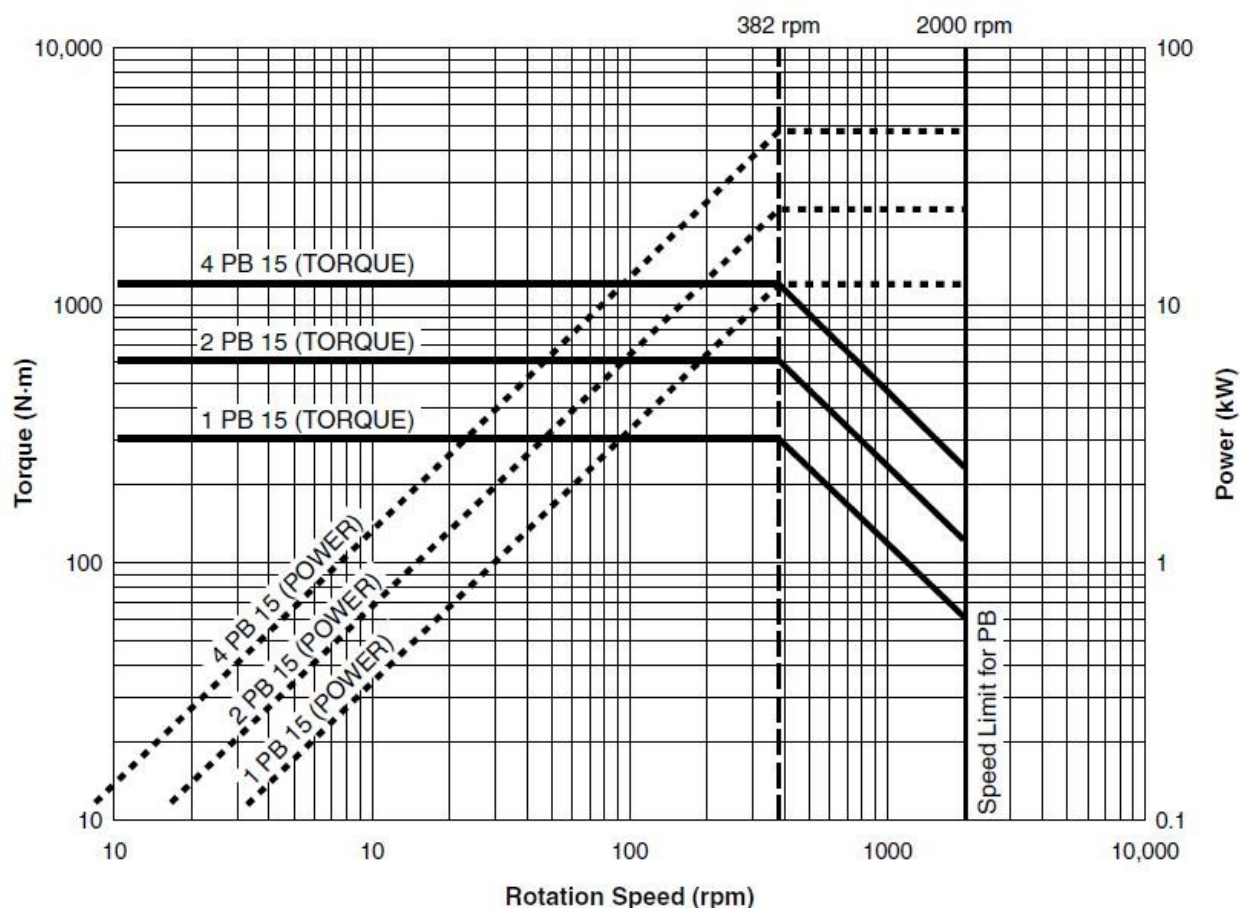
#### 3.1 Volba dynamometru

Přehled různých typů dynamometrů je uveden v rešerši v první kapitole. Ze všech druhů připadají v úvahu jen ty typy, které jsou schopné dávat plný brzdňý moment od nulových otáček. To je dáno nepříznivou momentovou charakteristikou elektromotorů. Výběr se tedy zužuje jeden ze tří posledních typů. Po prohlédnutí internetových nabídek různých dodavatelů této měřicí techniky padla volba na práškový dynamometr Magtrol 1 PB 15. Dynamometr ze série 15 je na obr. 3.1 (konkrétně se jedná o velikost 4, velikost 1 je zkrácená o tři prostřední články, jinak bez rozdílu). Mechanickou brzdu je při intenzivních zkouškách problematické uchladiť a výsledky měření jsou nepřesné. Hysterezní dynamometry od uvedeného výrobce jsou málo výkonné.



Obr. 3.1 Dynamometr Magtrol série 15 [2]

Na obr. 3.2 jsou zobrazeny výkonové charakteristiky všech práškových dynamometrů série 15. Pro dynamometr 1 PB 15 platí spodní křivky výkonu a točivého momentu. Je to model s nejnižším výkonem. Výkonnější a tedy i dražší dynamometr nemá význam kupovat. Mezi testovaný elektromotor a dynamometr je namontována ještě kuželová převodovka. Ta nabízí možnost změny převodového poměru. Při správně zvoleném převodovém poměru je možné zvýšit otáčky a zároveň snížit hodnotu točivého momentu. Výkon, jako součin otáček a točivého momentu sice zůstane zachovaný, ale výkonová křivka se posune do pásma vyšších otáček, kde dynamometr snese vyšší zatížení. Kuželová převodovka je tedy kromě změny směru toku výkonu použita i pro změnu kinematických a silových parametrů.



Obr 3.2 Výkonové a momentové křivky práškových dynamometrů Magtrol [2]

Kuželové převodovky se standardně nabízejí s převodovým poměrem od 1:1 do 1:5. Optimální převodový poměr kuželové převodovky je volen 1:4. Další drobná korekce převodového poměru je provedena na ozubených kolech hned za motorem. Při zvoleném převodovém poměru již lze vypočítat výkonové parametry na vstupní hřídeli dynamometru. Výpočet je ukázkově proveden pro nejvýkonnější motor při minimálních otáčkách, podobně jako v kapitole 2.

Točivý moment na vstupní hřídeli kuželové převodovky:

$$T_2 = T \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta \quad (3.1)$$

$$T_2 = 1106 \cdot \frac{31}{30} \cdot 0,95 = \underline{1086 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$z_2$  – počet zubů spoluzabírajícího kola,  $z_2 = 31$

$z_1$  – počet zubů pastorku na elektromotru,  $z_1 = 30$  (zadaná hodnota)

$\eta$  – účinnost ozubeného převodu,  $\eta = 0,95$

Otáčky na vstupní hřídeli kuželové převodovky:

$$n_2 = n_{\min} \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad (3.2)$$

$$n_2 = 19 \cdot \frac{30}{31} = \underline{18,4 \text{ min}^{-1}}$$

Točivý moment na výstupní hřídeli kuželové převodovky (vstupní hřídel dynamometru):

$$T_3 = T_2 \cdot i \cdot \eta \quad (3.3)$$

$$T_3 = 1086 \cdot 0,25 \cdot 0,95 = \underline{258 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$i$  – převodový poměr kuželové převodovky,  $i = 0,25$

Otáčky na výstupní hřídeli kuželové převodovky (vstupní hřídel dynamometru):

$$n_3 = n_{\min} \cdot \frac{1}{z_2/z_1} \cdot \frac{1}{i} \quad (3.4)$$

$$n_3 = 19 \cdot \frac{1}{31/30} \cdot \frac{1}{0,25} = \underline{73,5 \text{ min}^{-1}}$$

Výkon na výstupní hřídeli kuželové převodovky (vstupní hřídel dynamometru):

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 \quad (3.5)$$

$$P_3 = 258 \cdot 7,698 = \underline{1985,5 \text{ W}}$$

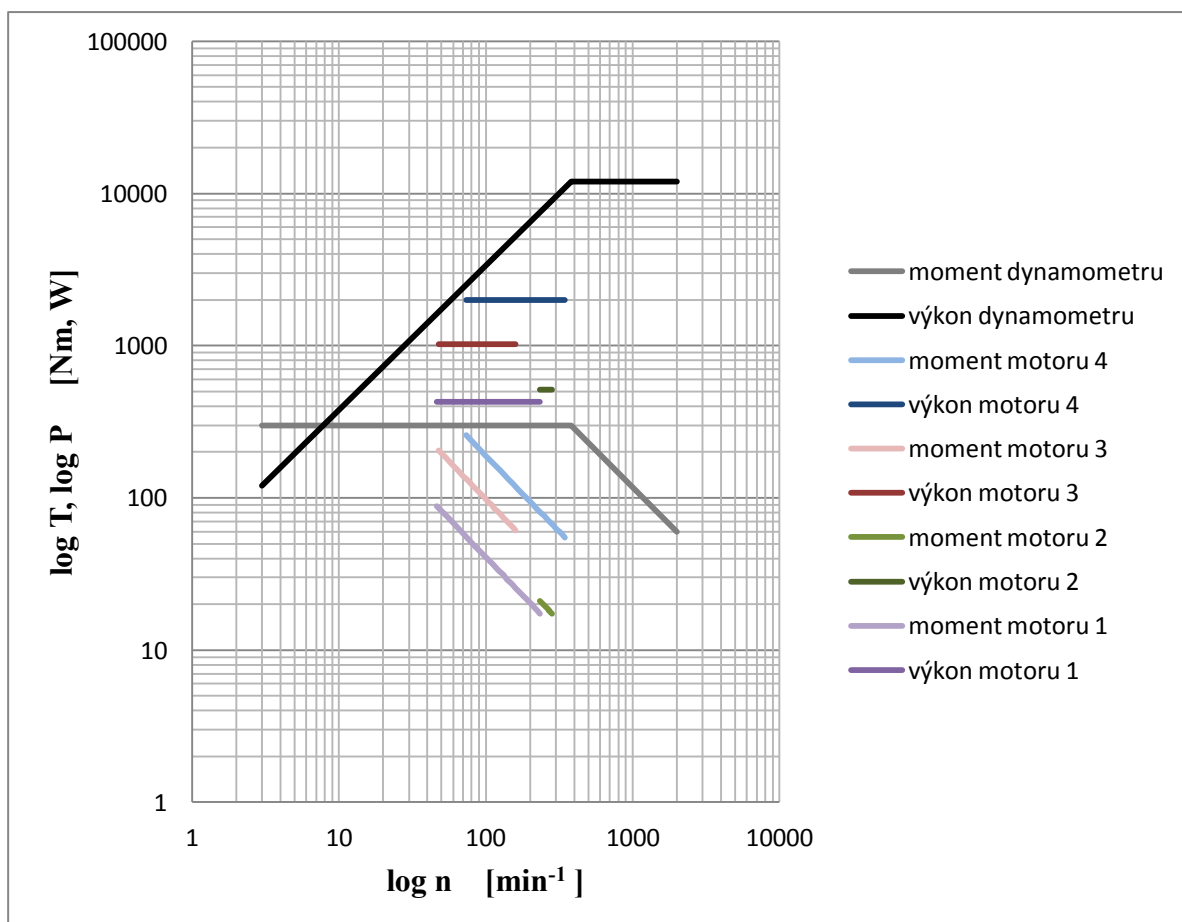
kde:

$\omega_3$  – úhlová rychlost výstupní hřídele převodovky

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \quad (3.6)$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot 73,5}{30} = \underline{7,698 \text{ rad/s}}$$

Při pohledu do grafu na obr. 3.2 je zřejmé, že při vhodném zpřevodování jsou parametry dynamometru dostačující i pro nejvýkonnější motor. U třech slabších typů motorů se liší počty zubů pastorku (viz. zadání), počet zubů spoluzabírajícího kola je pro všechny tři typy stejný a to  $z_2 = 47$ . Pomocí programu Microsoft Excel byly vytvořeny tabulky s vypočítanými hodnotami výkonu, točivého momentu a otáček pro všechny čtyři typy elektromotorů. Pro možnost kontroly jsou tyto tabulky uvedeny v přílohách I až IV diplomové práce.



Obr. 3.3 Výkonové a momentové křivky zvoleného dynamometru a testovaných elektromotorů

Na obrázku 3.3 jsou zakresleny do jednoho grafu křivky výkonu a točivého momentu dynamometru a všech čtyřech testovaných elektromotorů. Z grafu je zřejmé, že dynamometr vyhovuje nárokům na zkoušky všech čtyř elektromotorů. Protože rozsah os grafu je velký, jsou data vynesena v logaritmických souřadnicích. Jednotlivé typy motorů jsou barevně odlišeny, světlou barvou je vždy točivý moment a tmavě výkon.

### 3.2 Volba kuželové převodovky

Převodovka je tomto případě použita pro převod do rychla, což není příliš obvyklé. Převodovky jsou standardně koncipovány jako reduktory (pro převod do pomala). Tomu odpovídá i běžná nabídka všech výrobců a katalogy pro volbu převodovky. Po prostudování nabídek různých dodavatelů padla volba na převodovku ATEK od dodavatele

Raveo s. r. o. Převodovky od tohoto výrobce splňují nároky na přenášený točivý moment a mohou se použít pro převod do pomala i do rychla. Volba velikosti převodovky je provedena podle firemního katalogu ATEK [3].

Tabulková část katalogu uvádí jako kritéria pro volbu velikosti převodovky vstupní výkon  $P1N$  a výstupní točivý moment  $T2N$ . Tyto hodnoty platí pro bezrázový provoz, deset hodin denně a maximálně deset sepnutí za hodinu. Při zkouškách motorů bude ale charakter zatížení odlišný. Proto se výkon daný zkoušeným motorem musí vynásobit různými koeficienty, které zohledňují podmínky provozu. Velikost převodovky se potom stanoví ze dvou podmínek: mechanické únosnosti a oteplení.

#### Mechanická únosnost

Podmínka pro přenos výkonu:

$$P1m = P1 \cdot f1 \cdot f2 \cdot f3 \quad (3.7)$$

$$P1m = 1985,5 \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3574 \text{ W} \approx \underline{3,6 \text{ kW}}$$

Podmínka pro přenos točivého momentu:

$$T2m = T2 \cdot f1 \cdot f2 \cdot f3 \quad (3.8)$$

$$T2m = 1086 \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1 = \underline{1953 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

- $f1$  – faktor provozního zatížení,  $f1 = 1,5$  (volen z tabulky *Operational factor f1*, str. 1. 1. 9 v katalogu ATEK right – angle power transmission. Při volbě tohoto faktoru byl zaměřen hnací a hnaný stroj. Hnací stroj byl zvolen dynamometr – bezrázová zátěž. Hnaný stroj je zkoušený elektromotor – silné rázy (časté spínání, velký záběrový moment). Důvod je fakt, že katalog je koncipován pro volbu převodovky jako reduktoru.)
- $f2$  – rozběhový faktor,  $f2 = 1,2$  (volen z tabulky *Start – up factor f2*, str. 1. 1. 10 v katalogu ATEK right – angle power transmission. Počet sepnutí volen 60 – 500 za hodinu)
- $f3$  – faktor mazání,  $f3 = 1$  (volen z tabulky *Lubrication factor f3*, str. 1. 1. 10 v katalogu ATEK right – angle power transmission. Jako mazivo zvolen syntetický olej.)

### Oteplení:

Podmínka pro přenos výkonu:

$$P_{1t} = P_1 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \quad (3.9)$$

$$P_{1t} = 1985,5 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1 = 2283 \text{ W} \approx \underline{2,3 \text{ kW}}$$

Podmínka pro přenos točivého momentu:

$$T_{2t} = T_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \quad (3.10)$$

$$T_{2t} = 1086 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1 = \underline{1249 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$f_4$  – faktor okolní teploty,  $f_4 = 1,15$  (volen z tabulky *Temperature factor f4*, str. 1. 1. 10 v katalogu ATEK right – angle power transmission. Teplota okolí volena 30° C.)

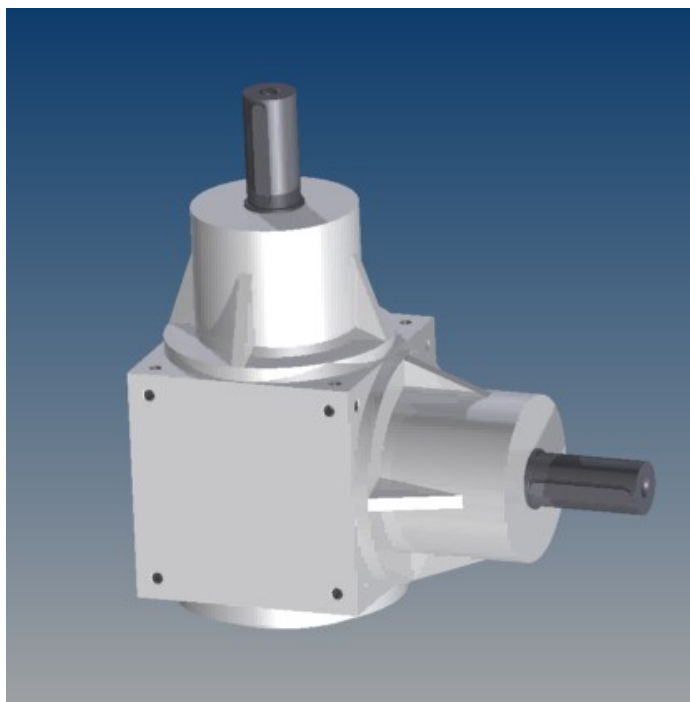
$f_5$  – faktor zatížení za hodinu provozu,  $f_5 = 1$  (volen z tabulky *Factor f5 – operating time per hour*, str. 1. 1. 10 v katalogu ATEK right – angle power transmission. Zvoleno zatížení 100% za hodinu provozu.)

Při zatížení převodovky otáčkami na vstupní hřídeli 125 min<sup>-1</sup> a na výstupní hřídeli 500 min<sup>-1</sup> splňuje požadavky na přenos výkonu a točivého momentu pouze největší nabízená převodovka V350 (obr. 3.4).

Zvolená převodovka musí splnit následující podmínky:

$P_{1m} < P_{1N}$	$P_{1t} < P_{1Nt}$	$T_{2m} < T_{2N}$	$T_{2t} < T_{2Nt}$
$3,6 < 34,72$	$2,3 < 34,72$	$1953 < 2520$	$1249 < 2520$

Výkonové a momentové podmínky pro volbu velikosti převodovky jsou splněny. Dalším výběrovým kritériem pro volbu převodovky je radiální a axiální únosnost hřídelů. V tomto případě hřídele žádná síla zatěžovat nebude. Hřídel dynamometru a převodovky bude spojena spojkou. Spojka pro tuto aplikaci bude muset být poddajná, schopna vyrovnávat výrobní i montážní nepřesnosti. Hřídele tak nebudou téměř vůbec zatíženy. U druhé hřídele převodovky bude namontován ložiskový domek s pomocnou hřídelí, na kterou se budou montovat spoluzabírající kola zkoušeného elektromotoru. To znamená, že ani druhá hřídel nebude přenášet žádné radiální síly. Toto opatření je nutné proto, že spoluzabírající kola jsou malá a hřídel převodovky velká. Mezi patou zubu a otvorem pro hřídel převodovky nezbývá téměř žádný materiál.



Obr. 3.4 Kuželová převodovka ATEK V350

### 3.3 Volba spojky

Z obrázku 2.2 je vidět, že hřídele kuželové převodovky a dynamometru jsou propojeny spojkou. Hřídel dynamometru nesmí být zatížena žádnou velkou silou. To by mělo nepříznivý vliv na životnost i na přesnost měření. Spojka tedy musí vyrovnávat radiální, axiální i úhlové nepřesnosti. Pro dané rozměry hřídelů připadají v úvahu spojky čepové, zubové, nebo lamelové.

Čepová spojka dokáže vyrovnávat všechny uvedené nepřesnosti. Nevýhodou je ale skutečnost, že úhlové a zejména radiální nepřesnosti se vyrovnávají deformací pryžových elementů. To už hřídele částečně zatěžuje. Velmi poddajná je v tomto ohledu spojka zubová. Nevýhoda zubové spojky je v tom, že má velkou hmotu rozloženou daleko od osy. Má tedy velký moment setrvačnosti. To představuje problém, protože zkoušené elektromotory se budou často rozbíhat a měnit smysl otáčení. Ideální kompromis poskytuje spojka lamelová. Je dostatečně poddajná a má přijatelný moment setrvačnosti. Volba proto padla na lamelovou spojkou od renomovaného německého výrobce KTR. Volba velikosti spojky je provedena podle firemního katalogu KTR [4].



Při volbě spojky je nejdůležitějším kritériem přípustný točivý moment, který spojka snese a potom také připojovací rozměry. Stejně jako u volby převodovky i u volby spojky je potřeba provozní točivý moment vynásobit různými koeficienty a zohlednit tak konkrétní podmínky provozu. Podle katalogu KTR můžou na spojku působit tři druhy točivých momentů:

$T_{KN}$  – jmenovitý točivý moment

$T_{Kmax}$  – záběrový točivý moment

$T_S$  – špičky točivého momentu při zatížení torzními vibracemi

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že celé zkušební zařízení je dimenzováno na maximální točivý moment nejsilnějšího elektromotoru. Volba spojky je proto provedena podle vzorečku na výpočet  $T_{KN}$ . Za  $T_3$  je dosazen maximální točivý moment, který na spojku může působit. Žádný vyšší moment už se při zkouškách vyskytnout nemůže. Torzní vibrace se u elektromotoru a dynamometru také nedají předpokládat.

$$T_{KN} \geq T_3 \cdot S_B \cdot S_t \cdot S_R \quad (3.11)$$

$$T_{KN} \geq 258 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1,7 = \underline{877,2 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$S_B$  – provozní faktor,  $S_B = 2$  (volen na základě tabulky *Guidelines for operating factor  $S_B$* , str. 121 v katalogu KTR )

$S_t$  – faktor pracovní teploty,  $S_t = 1$  (volen ze str. 122 v katalogu KTR )

$S_R$  – faktor směru rotace,  $S_R = 1,7$  (volen ze str. 122 v katalogu KTR )

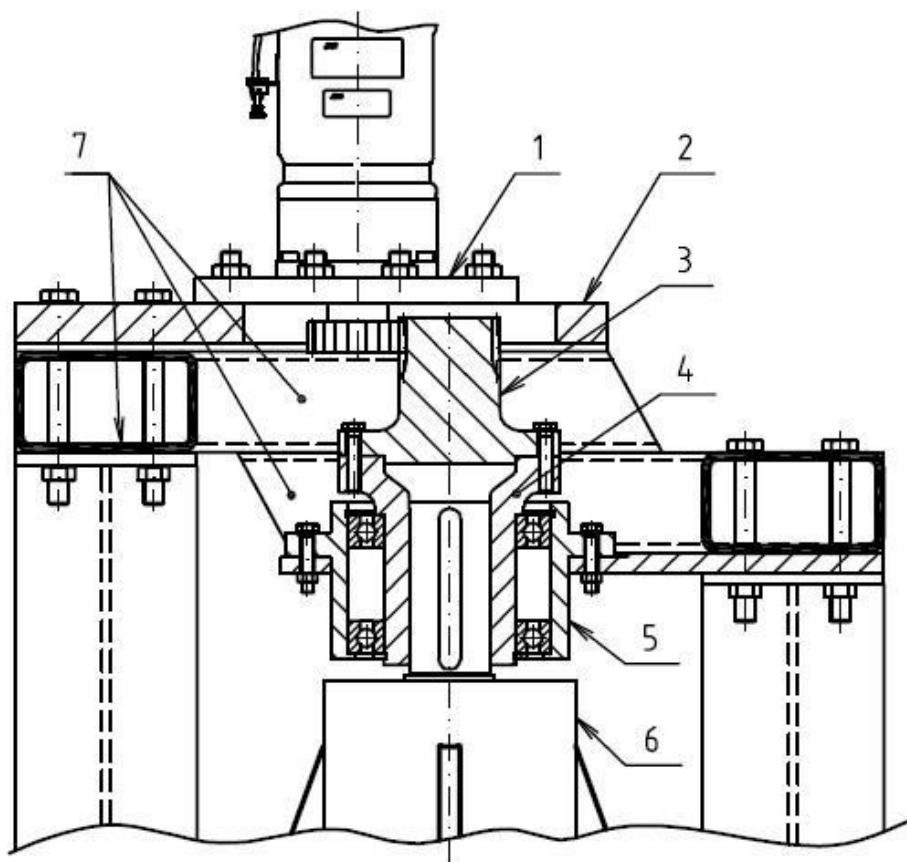
Zvolená spojka musí mít hodnotu točivého momentu  $T_{KN}$  větší, nebo rovnu než  $877,2 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Tuto podmínku splňuje spojka velikosti 70. Velikost v tomto případě znamená maximální díru, jakou je možné do náboje vyvrtat, tedy 70 mm. Hřídel převodovky má ale průměr 80 mm. Z tohoto důvodu je potřeba zvolit spojku velikosti 80. Točivý moment tak bude spolehlivě přenesen. Maximální otáčky za převodovkou jsou  $344,5 \text{ min}^{-1}$ . Spojka velikosti 80 snese až  $5100 \text{ min}^{-1}$ . Zvolená spojka je na obr. 3.4. Jedná se o model RADEX® – N 80, typ NANA1.



Obr. 3.4 Lamelová spojka KTR řady RADEX<sup>®</sup> - N, typ NANA1 [4]

#### 4. Konstrukční návrh a výpočet rámu zkušebního zařízení

Uspořádání zkušebního zařízení, tak jak je uvedeno na obrázku 2.2, zůstává v podstatě zachováno i pro další práci. Drobné úpravy ovšem byly nezbytné. Jak je zmíněno v kapitole 3.2, spoluzabírající kolo nelze nasadit přímo na hřídel převodovky. Proto je do konstrukce přidán ještě ložiskový domek. Konstrukce přepracované horní části s montážní deskou i s ložiskovým domkem je znázorněna na obr. 4.1. Koruna přípravku je svařená z trubek obdélníkového průřezu. Koruna je pomocí šroubů uchycena k nohám, ke koruně je dále přišroubovaná montážní deska a ložiskový domek.



Obr. 4.1 Řez horní částí přípravku s ložiskovým domkem

- 1 – mezikus
- 2 – montážní deska pro upnutí elektromotoru
- 3 – spoluzabírající kolo
- 4 – dutá hřídel ložiskového domku
- 5 – ložiskový domek s ložisky
- 6 – kuželová převodovka
- 7 – koruna svařená z trubek obdélníkového průřezu

#### 4.1 Návrh a výpočet ložiskového domku a souvisejících dílů

Hřídel ložiskového domku, šroubové spojení a výměnné spoluzabírající kolo jsou dimenzovány na nejvyšší zatížení, jaké na ně může působit.

##### 4.1.1 Výpočet sil v ozubení

Pastorek elektromotoru a spoluzabírající kolo mají přímé ozubení se standardním profilem, ozubení není ani korigované. Tečná síla  $F_t$ , radiální síla  $F_r$  a výsledná síla  $F_n$  se tedy vypočítají následovně:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{r_1} \quad (4.1)$$

$$F_{t1} = \frac{1106}{0,045} = \underline{24578 \text{ N}} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4.2)$$

$$F_{r1} = 24578 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \underline{8946 \text{ N}} = F_{r2}$$

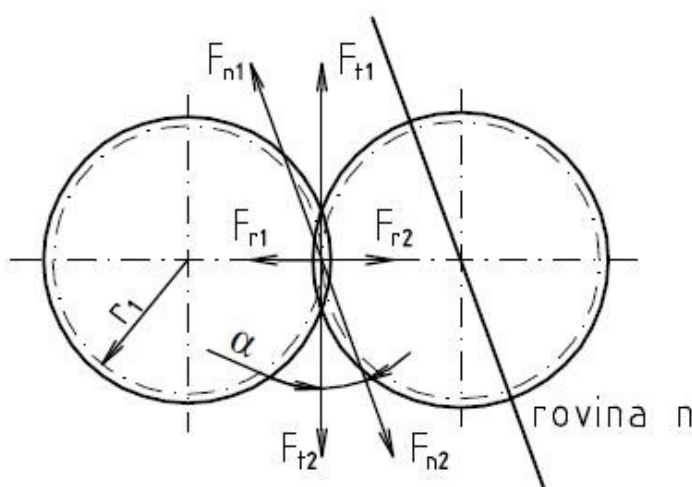
$$F_{n1} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} \quad (4.3)$$

$$F_{n1} = \sqrt{24578^2 + 8946^2} = \underline{26155 \text{ N}} = F_{n2}$$

kde:

$r_1$  – poloměr roztečné kružnice pastorku,  $r_1 = 0,045 \text{ m}$

$\alpha$  – úhel záběru,  $\alpha = 20^\circ$



Obr. 4.2 Znázornění sil v ozubení a výpočtové roviny  $n$

#### 4.1.2 Výpočet a průběh ohybových a točivých momentů a posouvajících sil

Na obrázku 4.3 je znázorněno působení sil na hřídel v rovině  $n$  a průběhy ohybových a točivých momentů a posouvajících sil. Rovina leží v ose ložiskového domku a je rovnoběžná se silou  $F_{n1} / F_{n2}$  (viz. obrázek 4.2).

Výpočet reakcí:

$$\Sigma T_A = 0 = F_{n2} \cdot a - R_B \cdot b \Rightarrow R_B = \frac{F_{n2} \cdot a}{b} \quad (4.4)$$

$$R_B = \frac{26155 \cdot 193}{105} = \underline{48076 \text{ N}}$$

$$\Sigma T_B = 0 = F_{n2} \cdot (a + b) - R_A \cdot b \Rightarrow R_A = \frac{F_{n2} \cdot (a + b)}{b} \quad (4.5)$$

$$R_A = \frac{26155 \cdot (193 + 105)}{105} = \underline{74231 \text{ N}}$$

Kontrola správnosti (výsledek musí být roven nule):

$$\Sigma F_y = F_{n2} - R_A + R_B = 0 \quad (4.6)$$

$$26155 - 74231 + 48076 = 0$$

Zatížení hřídele v oblasti řezu A – A:

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$T_{ox1} = -F_{n2} \cdot x_1 \quad (4.7)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow T_{ox1} = -26155 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x_1 = a \rightarrow T_{ox1} = -26155 \cdot 193 = -5047915 \text{ N} \cdot \text{mm} = \underline{-5048 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{kx1} = T_2 = \underline{1086 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (4.8)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{x1} = F_{n2} = \underline{-26155 \text{ N}} \quad (4.9)$$

Zatížení hřídele v oblasti řezu B – B:

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$T_{ox2} = -R_b \cdot x_2 \quad (4.10)$$

$$x_2 = 0 \rightarrow T_{ox2} = -48075 \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x_2 = b \rightarrow T_{ox2} = -48075 \cdot 105 = -5047875 \text{ N} \cdot \text{mm} = \underline{-5048 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Rovnice průběhu točivých momentů:

$$T_{kx2} = T_2 = \underline{1086 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (4.11)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$F_{x2} = R_B = \underline{48075 \text{ N}} \quad (4.12)$$

Drobný rozdíl ve velikosti ohybových momentů je způsoben zaokrouhlováním výsledků.

#### 4.1.3 Definování kritického místa a statická kontrola hřídele

Kritické místo se definuje tam, kde se dá předpokládat velký ohybový moment a vrub na povrchu hřídele. V tomto případě se takové místo nachází mezi hladkou částí hřídele a opěrnou plochou pro ložisko v podpoře A (oblast E, obr. 4.3). Ohybový moment v tomto kritickém místě je:

$$\begin{aligned} T_{OE} &= -F_{n2} \cdot e \\ T_{OE} &= -26155 \cdot 176,5 = \underline{-4616358 \text{ N} \cdot \text{mm}} \end{aligned} \quad (4.13)$$

Ohybové napětí v kritickém místě E:

V definovaném kritickém místě se průměr hřídele mění z  $D = 130 \text{ mm}$  na  $D_2 = 148 \text{ mm}$ . Díra v hřídeli má průměr  $d = 80 \text{ mm}$ . Vrubový účinek je eliminován normalizovaným zápichem tvaru F. Průměr hřídele zde tedy není  $130 \text{ mm}$  jako pod ložiskem, ale  $D_1 = 129,2 \text{ mm}$ . Zaoblení v tomto zápichu je  $r = 1,2 \text{ mm}$ .

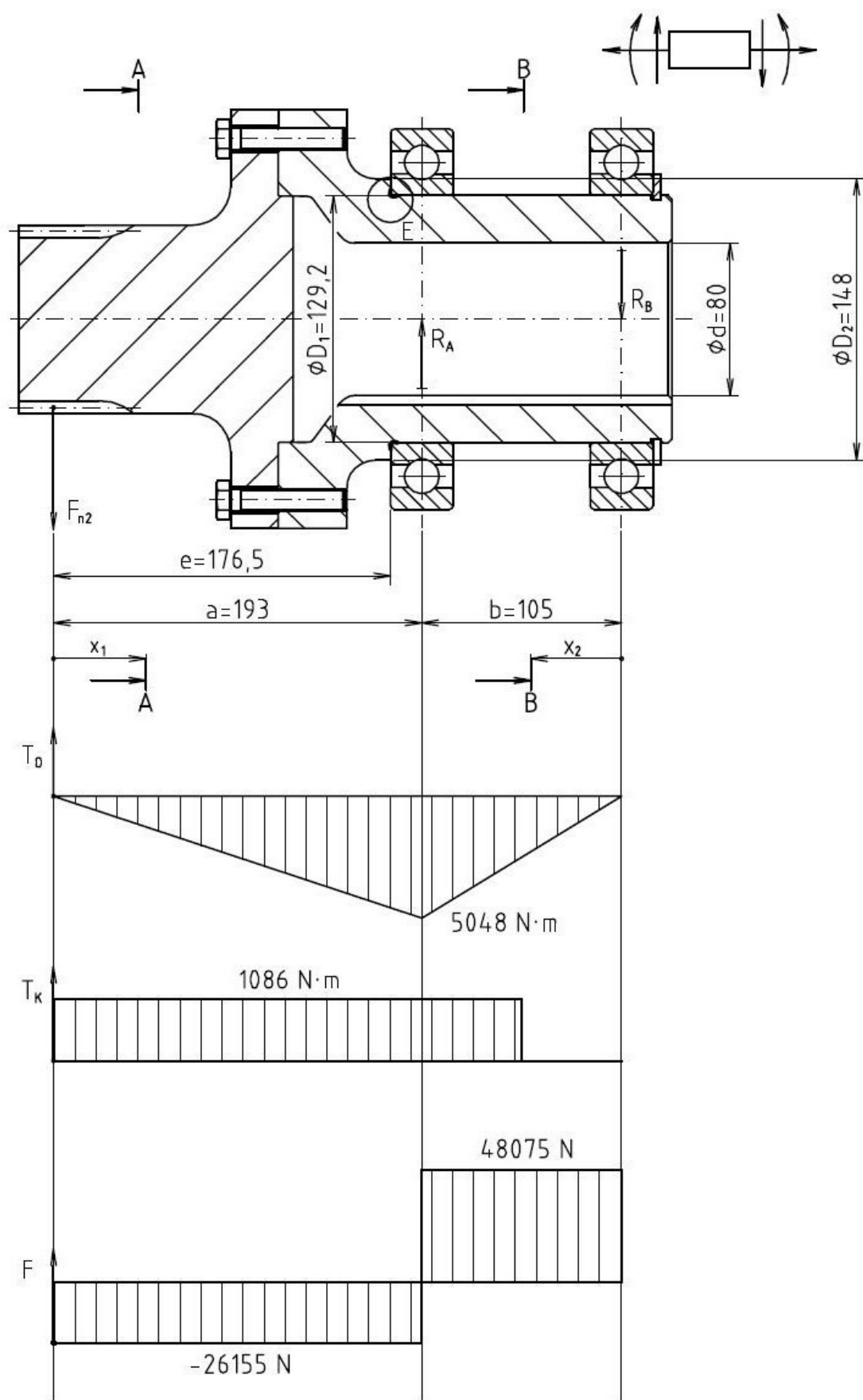
$$\begin{aligned} \sigma_{OE} &= \frac{T_{OE}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_1^4 - d^4)}{D_1}} \cdot \alpha_{\sigma E} \\ \sigma_{OE} &= \frac{4616358}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(130^4 - 80^4)}{130}} \cdot 3 = \underline{75 \text{ MPa}} \end{aligned} \quad (4.14)$$

kde:

$\alpha_{\sigma E}$  – součinitel tvaru pro ohyb v kritickém místě E,  $\alpha_{\sigma E} = 3$  (volen z grafu *Tvarový*

*součinitel  $\alpha$  pro osazenou tyč namáhanou ohybem*, str. 24 ve skriptu [5])

$$\begin{aligned} \frac{r}{D_1} &= \frac{1,2}{129,2} = 0,0093 \\ \frac{D_2}{D_1} &= \frac{148}{129,2} = 1,16 \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad \alpha_{\sigma E} = 3$$



Obr. 4.3 Působení sil na hřídel v rovině  $n$

Smykové napětí v kritickém místě E:

$$\tau_{OE} = \frac{T_2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D_1^4 - d^4)}{D_1}} \cdot \alpha_{\tau E} \quad (4.15)$$

$$\tau_{OE} = \frac{1086000}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(130^4 - 80^4)}{130}} \cdot 2,4 = \underline{7 \text{ MPa}}$$

kde:

$\alpha_{\tau E}$  – součinitel tvaru pro smyk v kritickém místě E,  $\alpha_{\tau E} = 2,4$  (volen z grafu *Tvarový součinitel  $\alpha$  pro osazenou tyč namáhanou krutem*, str. 24 ve skriptu [5])

$$\frac{r}{D_1} = \frac{1,2}{129,2} = 0,0093$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{148}{129,2} = 1,16 \quad \Rightarrow \quad \alpha_{\tau E} = 2,4$$

Redukované napětí v místě E podle Guesta:

$$\sigma_{redE} = \sqrt{\sigma_{OE}^2 + 4 \cdot \tau_{OE}^2} \quad (4.16)$$

$$\sigma_{redE} = \sqrt{75^2 + 4 \cdot 7^2} = \underline{76,3 \text{ MPa}}$$

Součinitel statické bezpečnosti v kritickém místě E:

$$k_{SE} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redE}} \quad (4.17)$$

$$k_{SE} = \frac{325}{76,3} = \underline{4,3}$$

Obvyklé požadavky na minimální bezpečnost jsou 1,5. Výsledek je tedy v pořádku. Za kritický průřez se také považuje místo s největším ohybovým momentem. Takové místo se nachází uprostřed ložiska, v podpoře A. Obě místa jsou od sebe vzdálena jen 11,5 mm a součinitel tvaru by byl 1. Kontrola v místě podpory A už proto není provedena. Bezpečnost by zde vyšla ještě větší.

#### **4.1.4 Výpočet trvanlivosti ložisek**

Výpočet trvanlivosti ložisek je v tomto případě dosti komplikovaná záležitost. Nejsou k dispozici žádné reprezentativní materiály, které by vypovídaly o skutečném



zatížení ložisek. Jednotlivé typy motorů se budou vyměňovat a zkoušet podle potřeby. Otáčky motorů (a tedy i točivý moment) se budou měnit podle náhodného programu zkoušky a rovněž podle aktuální potřeby.

Proto je přijat předpoklad, že motor poběží trvale při nejnižších otáčkách. Při nejnižších otáčkách mají motory nejvyšší točivý moment a ložiska jsou zatížena maximální silou. Při rostoucích otáčkách motoru klesá i jejich točivý moment a tím také síla, která zatěžuje ložisko. Zatěžující síla má v rovnici pro výpočet trvanlivosti třetí mocninu a otáčky první. Velká zatěžující síla tedy zkracuje trvanlivost více, než vyšší otáčky. Proto je tento zjednodušující předpoklad přípustný. Motory se v závislosti na programu zkoušky budou zkoušet i při vyšších otáčkách. Trvanlivost ložisek tak nemůže být kratší.

Pro výpočet trvanlivosti je potřebné znát sílu zatěžující ložisko. Výpočet této síly označené jako  $R_A$  je proveden v rovnici 4.5. Pro uložení jsou zvolena ložiska SKF \*6026 - 2RS1 s dynamickou únosností  $C = 112\,000\text{N}$ . Hodnoty trvanlivosti pro všechny typy elektromotorů jsou uvedeny v tabulce 4.1. Trvanlivost ložiska při zkoušce nejsilnějšího elektromotoru je:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C}{R_A} \right)^p \quad (4.18)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 18,4} \cdot \left( \frac{112000}{74231} \right)^3 = \underline{3111 \text{ hodin}}$$

	Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4
Točivý moment $T$ [N·m]	245	65	470	1 106
Tečná síla $F_t$ [N]	5 444	1 444	10 444	24 578
Radiální síla $F_r$ [N]	1 982	526	3 801	8 946
Výsledná síla $F_n$ [N]	5 794	1 537	11 115	26 155
Reakční síla $R_A$ [N]	16 444	4 363	31 545	74 231
Otáčky hřídele $n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	11,6	58,3	11,9	18,4
Trvanlivost ložiska $L_{10h}$ [hod]	454 005	4 837 359	62 687	3 111

Tab. 4.1 Výpočet sil a trvanlivosti ložisek pro jednotlivé elektromotory

Dalším předpokladem je, že se každý elektromotor bude zkoušet po dobu jedné čtvrtiny celkové trvanlivosti ložiska. Ložisko je tedy vystaveno proměnným provozním podmínkám. Trvanlivost se podle katalogu SKF [10] vypočítá následovně:

$$L_{10h} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10h1}} + \frac{U_2}{L_{10h2}} + \frac{U_3}{L_{10h3}} + \frac{U_4}{L_{10h4}}} \quad (4.19)$$

$$L_{10h} = \frac{1}{\frac{0,25}{454\,005} + \frac{0,25}{4\,837\,359} + \frac{0,25}{62\,687} + \frac{0,25}{3\,111}} = 11\,772 \text{ hodin}$$

kde:

$U_1, U_2, U_3, U_4$  – dílčí úseky, kdy působí elektromotory 1, 2, 3 a 4

Běžné požadavky na trvanlivost ložiska bývají 10 000 hodin. Trvanlivost ložisek u navrženého uložení se tak dá považovat za dostačující.

#### 4.1.5 Výpočet šroubového spojení spoluzabírajícího kola a duté hřídele

Šrouby ve spojení spoluzabírajícího kola a dutého hřídele jsou kombinovaně zatížené. Musí vyvodit dostatečnou osovou sílu pro přenos točivého momentu třením a zároveň musí snést přídavné osové zatížení od klopného momentu. Klopný moment způsobuje síla  $F_n$  na rameni  $h$ . Síla  $F_n$  dále působí jako posouvající. Posouvající efekt šrouby nezatěžuje, zachycuje se na středění spoluzabírajícího kola a duté hřídele.

##### Výpočet osové síly $F_p$ pro přenos točivého momentu:

Pro sílu zachycenou ve stykových plochách platí, že třecí síla  $F_t$  musí být větší nebo rovna než zatěžující síla  $F$  (obr. 4.4).

$$F_t \geq F \quad (4.20)$$

$$F_p \cdot f \cdot i \geq k \cdot F \Rightarrow F_p = \frac{k \cdot F}{i \cdot f}$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 11432}{8 \cdot 0,2} = 14290 \text{ N}$$

kde:

$k$  – součinitel bezpečnosti šroubového spoje,  $k = 2$

$F$  – maximální obvodová síla přenášená šroubovým spojením

$$F = \frac{T_1}{r} \quad (4.21)$$

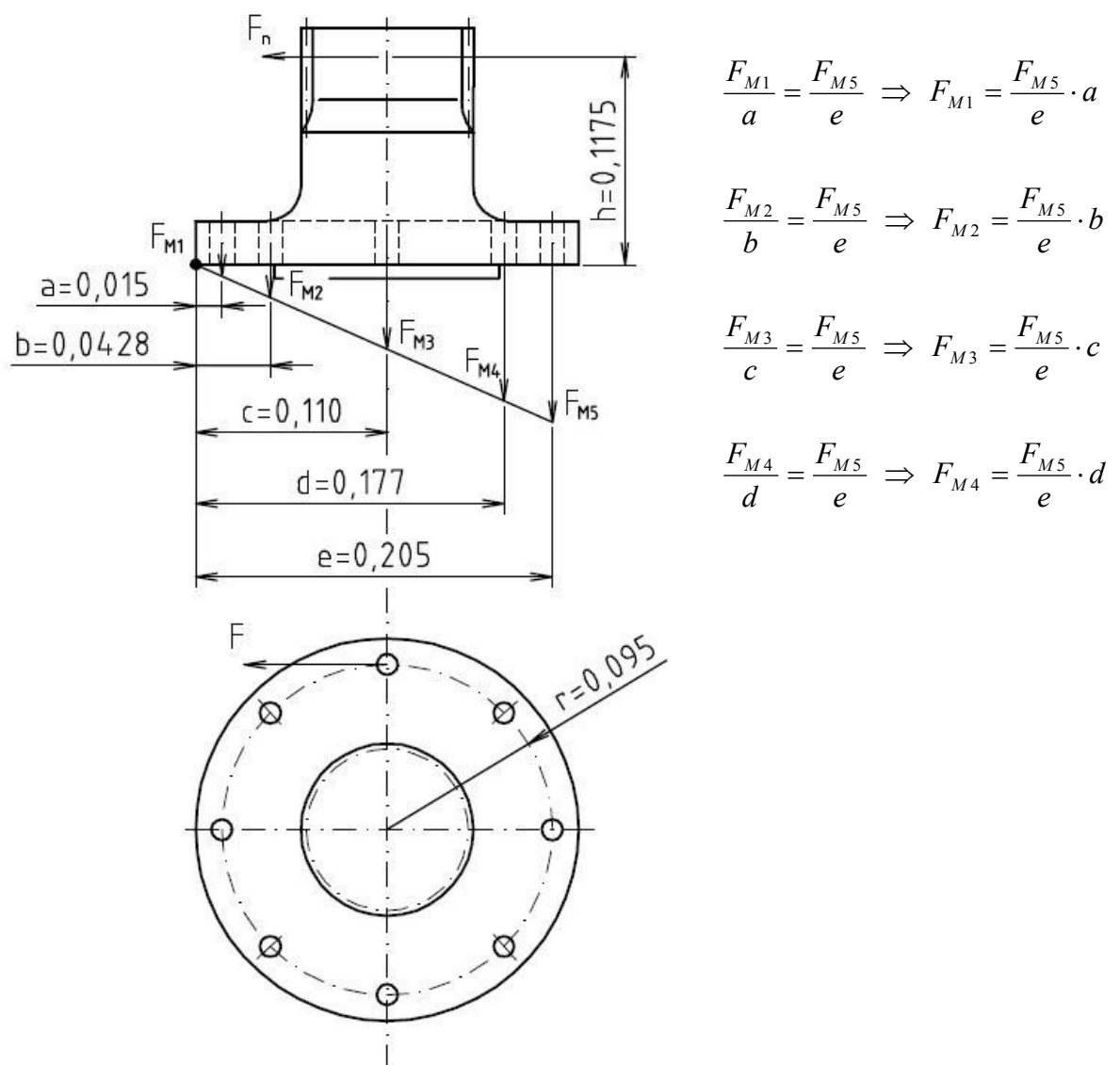
$$F = \frac{1086}{0,095} = 11432 \text{ N}$$

$i$  – počet šroubů,  $i = 8$

$f$  – součinitel tření mezi plochami spojovaných součástí,  $f = 0,2$

Výpočet přídatné osově síly  $F_{M5}$  od klopného momentu:

Osová síla potřebná pro přenos točivého momentu je rovnoměrně rozložena na všechny šrouby. Pro síly od klopného momentu to ale neplatí. Šroub, který je nejvíce vzdálený od bodu klopení přenáší největší sílu. Tato síla je označena jako  $F_{M5}$  (obr. 4.4).



Obr. 4.4 Znáznornění sil a rozměrů šroubového spoje

$$F_n \cdot h = F_{M1} \cdot a + F_{M5} \cdot e + 2 \cdot (F_{M2} \cdot b + F_{M3} \cdot c + F_{M4} \cdot d) \quad (4.22)$$

$$F_n \cdot h = \frac{F_{M5}}{e} \cdot a^2 + F_{M5} \cdot e + 2 \cdot \left( \frac{F_{M5}}{e} \cdot b^2 + \frac{F_{M5}}{e} \cdot c^2 + \frac{F_{M5}}{e} \cdot d^2 \right)$$

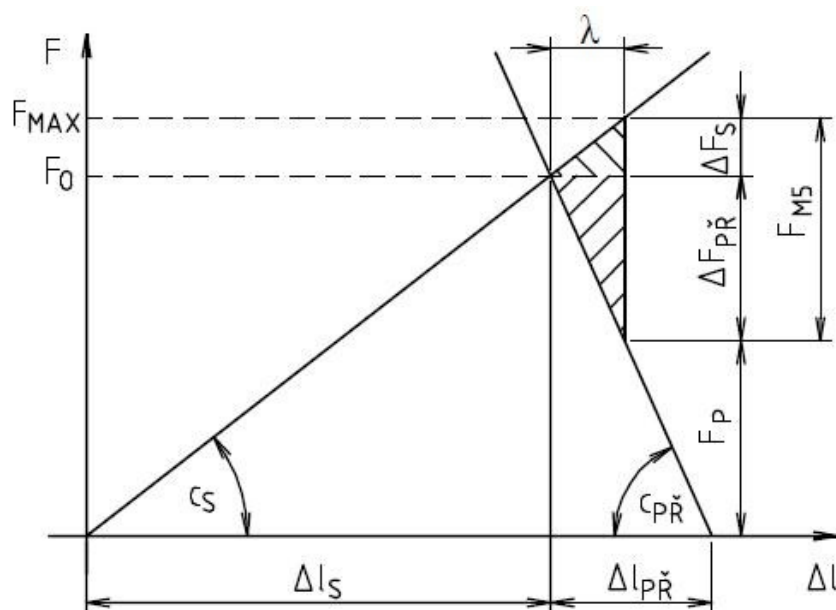
$$F_n \cdot h = F_{M5} \cdot \left[ \frac{a^2}{e} + e + 2 \cdot \left( \frac{b^2}{e} + \frac{c^2}{e} + \frac{d^2}{e} \right) \right]$$

$$F_{M5} = \frac{F_n \cdot h}{\left[ \frac{a^2}{e} + e + 2 \cdot \left( \frac{b^2}{e} + \frac{c^2}{e} + \frac{d^2}{e} \right) \right]}$$

$$F_{M5} = \frac{26155 \cdot 0,1175}{\left[ \frac{0,015^2}{0,205} + 0,205 + 2 \cdot \left( \frac{0,0428^2}{0,205} + \frac{0,11^2}{0,205} + \frac{0,177^2}{0,205} \right) \right]} = 4745 \text{ N}$$

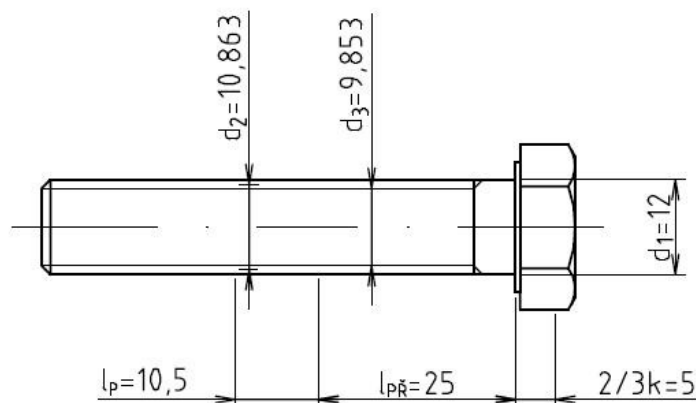
#### Výpočet předepínací síly $F_0$

Výpočet síly  $F_0$  je důležitý pro správné stanovení velikosti utahovacího momentu. Působení sil ve šroubovém spoji je schematicky znázorněno na obr. 4.5. Po zatížení klesne sevření v přírubách o hodnotu  $\Delta F_{PŘ}$ . Šroub musí pokles sevření kompenzovat dostatečným předpětím. Aby bylo možné jednotlivé síly stanovit, je potřeba vypočítat tuhost šroubu a tuhost příruby.



Obr. 4.5 Působení sil v předepjatém šroubovém spoji

Výpočet tuhosti šroubu je proveden v rovnici 4.23. Důležité rozměry jsou zakresleny na obrázku 4.6. Jedná se o šroub M12 x 60, třída pevnosti 8.8.



Obr. 4.6 Rozměry šroubu důležité pro výpočet tuhosti

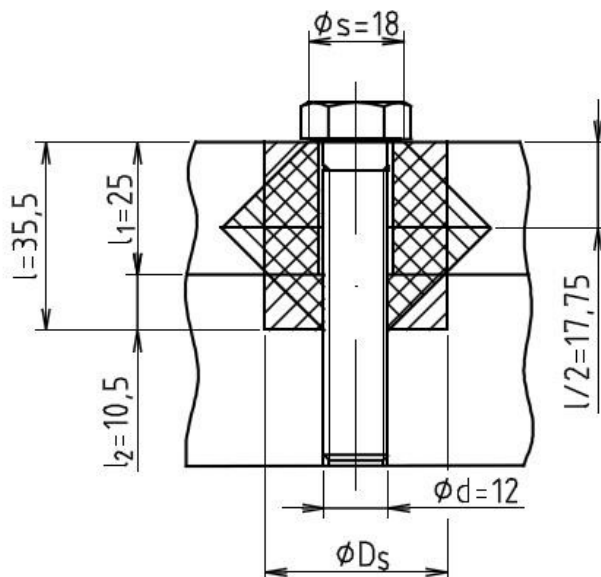
$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{E} \cdot \left( \frac{l_p}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} + \frac{l_{př}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} + \frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \right)} \quad (4.23)$$

$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{210\,000} \cdot \left( \frac{10,5}{\frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}} + \frac{25}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} + \frac{5}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} \right)} = 432515 \frac{N}{mm}$$

Tuhost příruby se určuje pomocí Bachova komolého dvojkužele. Pro následné zjednodušení výpočtu se používá Rötscherův válec. Běžně se u šroubových spojení používá průchozí díra a šroub s maticí. V ocelových přírubách se tlak šíří přibližně pod úhlem 45° směrem do středu a to od šroubu i od matice. V tomto případě je ale použit závrtný šroub. Největší zatížení přenáší první závit, na dalších závitech již zatížení klesá. Poslední zatížený závit je pátý až šestý. Jako počátek šíření komolého kužele je tedy považován šestý závit (obr. 4.7). Závit M12 má rozteč 1,75 mm. Šest závitů znamená vzdálenost 10,5 mm.

$$c_{př} = E \cdot \frac{S}{l} = E \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - d^2)}{l} = E \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \left( \left( s + \frac{l}{2} \right)^2 - d^2 \right)}{l} \quad (4.24)$$

$$c_{p\check{R}} = 210\,000 \cdot \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \left( \left( 18 + \frac{35,5}{2} \right)^2 - 12^2 \right)}{35,5} = 5266203 \frac{N}{mm}$$



Obr. 4.7 Znázornění Bachova komolého dvojkužele a R\"otscherova v\"alce

Předeplínací síla  $F_O$  se podle obrázku 4.5 vypočítá jako součet sil  $F_P$  a  $\Delta F_{p\check{R}}$ :

$$F_O = F_P + \Delta F_{p\check{R}} = F_P + \left( F_{M5} \cdot \frac{c_{p\check{R}}}{c_S + c_{p\check{R}}} \right) \quad (4.25)$$

$$F_O = 14290 + \left( 4745 \cdot \frac{5266203}{432515 + 5266203} \right) = 18675 \text{ N}$$

Nárůst síly ve šroubu  $\Delta F_S$  je:

$$\Delta F_S = F_{M5} - \Delta F_{p\check{R}} \quad (4.26)$$

$$\Delta F_S = 4745 - 4385 = 360 \text{ N}$$

Výpočet utahovacího momentu  $T_U$

$$T_U = T_{TM} + T_{TZ} \quad (4.27)$$

$$T_U = 29413 + 28969 = 58382 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx 58 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$T_{TM}$  – moment tření pod maticí

$$T_{TM} = F_O \cdot f_m \cdot \frac{s + D}{4} \quad (4.28)$$

$$T_{TM} = 18675 \cdot 0,2 \cdot \frac{18 + 13,5}{4} = \underline{29413 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

kde:

$f_m$  – součinitel tření pod maticí,  $f_m = 0,2$

$D$  – průměr díry pro šroub,  $D = 13,5 \text{ mm}$

$T_{TZ}$  – třecí moment v závitu

$$T_{TZ} = F_O \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (4.29)$$

$$T_{TZ} = 18675 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,94 + 13) = \underline{28969 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

kde :

$\gamma$  – úhel stoupání závitu

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.30)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} = \underline{2,94^\circ}$$

$\varphi'$  – redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} \quad (4.31)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos 60^\circ / 2} = \underline{13^\circ}$$

kde:

$f_z$  – součinitel tření v závitu (volený pro neupravenou matici, zinkovaný šroub),  $f_z = 0,2$

$\alpha$  – vrcholový úhel závitu,  $\alpha = 60^\circ$

$P$  – stoupání závitu,  $P = 1,75 \text{ mm}$

Pevnostní kontrola zvoleného šroubu:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \frac{Re}{k} \Rightarrow k = \frac{Re}{\sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (4.32)$$

$$k = \frac{640}{\sqrt{249,8^2 + 4 \cdot 154,3^2}} = 1,61$$

kde:

Re – mez kluzu šroubu, Re = 640 MPa

$\sigma$  – tahové napětí ve šroubu

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{S} = \frac{4 \cdot (F_o + \Delta F_s)}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.33)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot (18675 + 360)}{\pi \cdot 9,853^2} = 249,8 \text{ MPa}$$

$\tau$  – smykové napětí ve šroubu od utažení

$$\tau = \frac{T_{TZ}}{Wk} = \frac{16 \cdot T_{TZ}}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.34)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 28969}{\pi \cdot 9,853^3} = 154,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost šroubu  $k$ , se obvykle volí od 1,5 do 2,5. Hodnota bezpečnosti 1,61 je tedy vyhovující.

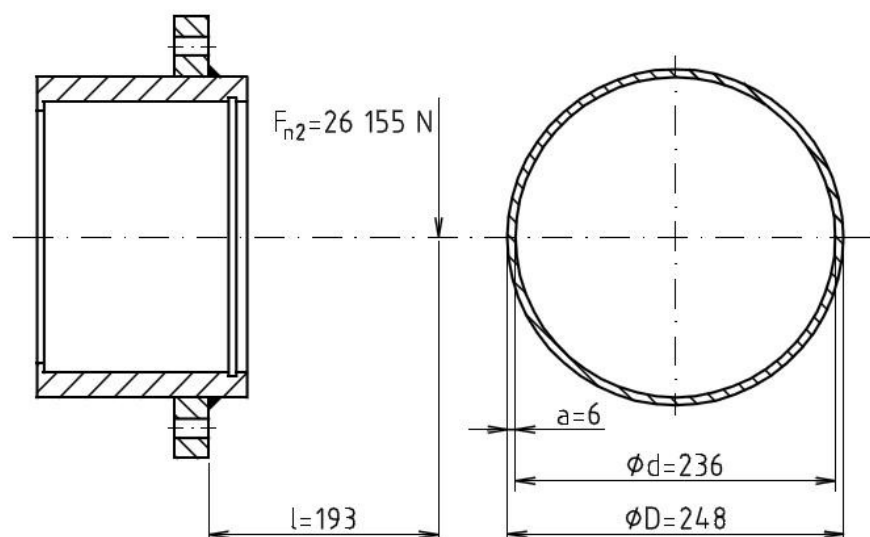
#### 4.1.6 Výpočet svarového spojení trubky ložiskového domku a příruby

(výpočet proveden dle [6])

Trubkové těleso ložiskového domku a příruba pro montáž jsou spojeny koutovým svarem. Svarový spoj je v tomto případě zatěžován pouze ohybem od síly  $F_n$ . Točivý moment se do trubky díky ložiskům nepřenáší. Posouvající síla se do svaru také nebude promítat, zachytí se na válcové ploše mezi trubkou a přírubou. Materiál trubky ložiskového domku i příruby je stejný a to 11 373.

Protože koutový svar je vždy kombinovaně namáhán, dimenzuje se zjednodušeně pouze na smyk. Svarový kov má ve smyku menší pevnost, než v tahu. Nosný průřez svaru se sklopí do roviny a na této rovině se vypočítají smyková napětí, která svar zatěžují. V tomto případě je svar zatížen jen jedním napětím kolmým na osu svaru. Schematický náčrt ložiskového domku a sklopeného nosného průřezu je na obr 4.8. Na obrázku jsou také zakresleny rozměry důležité pro výpočet a zatěžující síla.





Obr. 4.8 Náskres ložiskového domku a parametry pro výpočet

Ohybové napětí kolmé na osu svaru:

$$\tau_{\perp} = \frac{T_O}{W_{OSV}} = \frac{F_{n2} \cdot l}{\frac{J_{xSV}}{\frac{D}{2}}} = \frac{F_{n2} \cdot l}{\frac{\pi}{64} \cdot [D^4 - d^4] \cdot \frac{D}{2}} \quad (4.35)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{26155 \cdot 193}{\frac{\pi}{64} \cdot [248^4 - 236^4] \cdot \frac{248}{2}} = 18,7 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti svaru:

$$\tau_{\perp} \leq k_3 \cdot \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \Rightarrow k_s = \frac{k_3 \cdot \beta \cdot Re}{\tau_{\perp}} \quad (4.36)$$

$$k_s = \frac{0,75 \cdot 1,045 \cdot 420}{18,7} = 17,6$$

kde:

Re – mez kluzu svarového kovu, Re = 420 MPa (hodnota zvolena z tabulky *Typické mechanické hodnoty čistého svarového kovu*, str. 6 v katalogu ESAB – Výběr nejpoužívanějších druhů svařovaných materiálů [7])

k<sub>3</sub> – převodní součinitel podle ČSN 05 0120, k<sub>3</sub> = 0,75 (zvolen z tabulky *Převodní součinitele podle ČSN 05 0120*, str. 52 ve skriptu [6])

$\beta$  – součinitel tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad (4.37)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 8,5 = \underline{1,045}$$

kde:

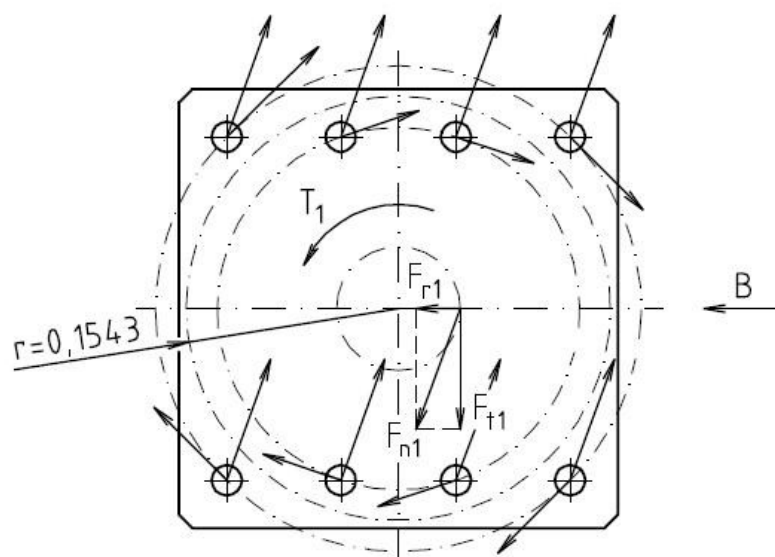
$z$  – charakteristický rozměr koutového svaru,  $z = 8,5$

Výpočet svaru je proveden jako statický. Takové zjednodušení je přípustné tehdy, když je počet zatěžujících cyklů svaru do 5 000. Jak už bylo zmíněno u výpočtu trvanlivosti ložisek, nejsou k dispozici žádné reprezentativní materiály, které by vypovídaly o skutečném zatížení zkušebního zařízení. Je tedy možné, že během životnosti zkušebního zařízení bude zmíněných 5 000 cyklů mnohonásobně překročeno. Svar potom bude dynamicky zatížený a v tomto případě je potřeba brát ohled i na únavu materiálu. Z tohoto důvodu svar není zmenšen. Vysoká hodnota bezpečnosti v tomto případě určitě není na škodu.

#### 4.2 Výpočet šroubového spojení muzikusu a montážní desky

Mezikus a montážní deska přípravku jsou hladké, aby umožnily vzájemné posouvání a nastavení osové vzdálenosti ozubených kol. K sobě jsou tyto dvě části přitaženy šrouby s T – maticí. Zatížení od točivého momentu a posouvající síly se tak přenáší pouze třením. Dostatečného tření se dosáhne dotažením matice a vyvozením osové síly. Ozubené kolo je na hřídeli motoru uloženo letmo. To vyvolává ohybový moment. Šrouby tedy musí snést ještě přídavnou osovou sílu od ohybového momentu. Třecí síly přenášené jednotlivými šrouby jsou schematicky znázorněny na obrázku 4.9. Síly tečné k roztečným kružnicím představují reakce na točivý moment. Síly rovnoběžné představují reakce na posouvající sílu  $F_{n1}$ .

U šroubového spoje spoluzabírajícího kola a duté hřídele byly šrouby řešeny jako předepjaté. Nárůst síly ve šroubu byl ale velmi malý (360 N, viz rovnice 4.26). Ve srovnání s předepínací silou, která je 18 675 N, je to zanedbatelná hodnota. V tomto případě je zatížení spoje velmi podobné. Šrouby musí vyvodit reakce na stejné síly, které navíc působí na polovičním rameni. Šroubový spoj tedy není řešen jako předepjatý. Pevnostní kontrola šroubů je provedena pro prostý součet sil.



Obr. 4.9 Znáznornění zatížení šroubů od točivého momentu a od posouvající síly

Výpočet osově síly  $F_T$  pro přenos točivého momentu:

Z obrázku 4.9 je vidět, že šrouby jsou rozmístěny na dvou roztečných kružnicích. Aby se výpočet zjednodušil a bylo možné stanovit nějakou obvodovou sílu, je všech osm šroubů umístěno na fiktivní kružnici o poloměru  $r$ . Tato fiktivní kružnice leží uprostřed mezi skutečnými roztečnými kružnicemi. Toto zjednodušení je bráno jako přípustné. Šrouby na menší kružnici sice přenesou menší část zatížení, ale šrouby na větší kružnici přenesou o to více. Požadované třecí síly se tak dosáhne. Způsob odvození třecí podmínky je stejný, jako v kapitole 4.1.5.

$$F_t \geq F \quad (4.38)$$

$$F_T \cdot f \cdot i \geq k \cdot F \Rightarrow F_T = \frac{k \cdot F}{i \cdot f}$$

$$F_T = \frac{2 \cdot 7168}{8 \cdot 0,2} = \underline{8960 \text{ N}}$$

kde:

$k$  – součinitel bezpečnosti šroubového spoje,  $k = 2$

$F$  – maximální obvodová síla přenášená šroubovým spojením

$$F = \frac{T_1}{r} \quad (4.39)$$

$$F = \frac{1106}{0,1543} = \underline{7168 \text{ N}}$$

$i$  – počet šroubů,  $i = 8$

$f$  – součinitel tření mezi plochami spojovaných součástí,  $f = 0,2$

Výpočet osové síly  $F_N$  pro přenos posouvající síly:

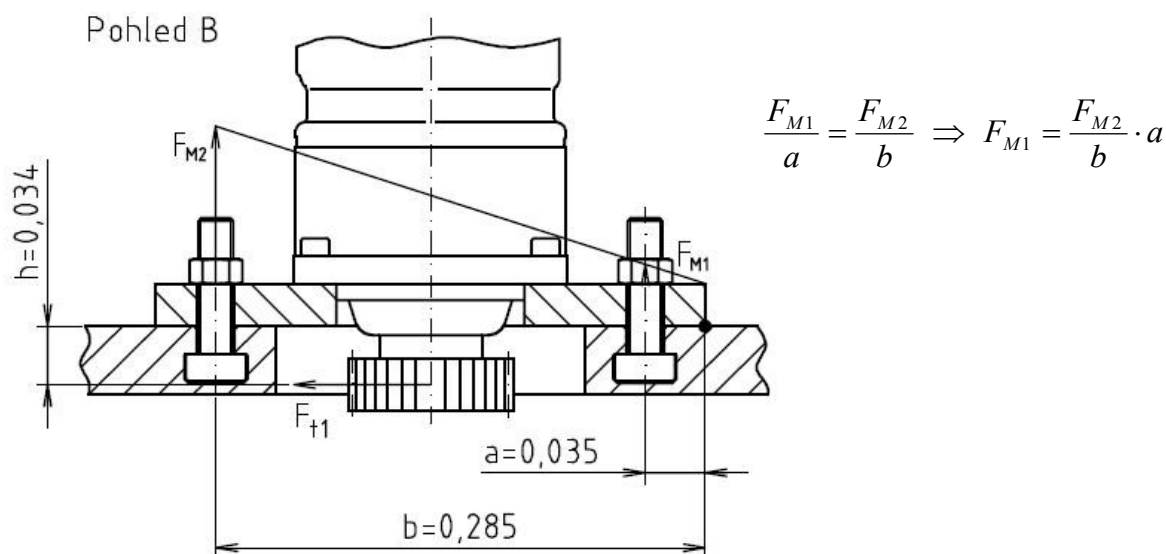
$$F_t \geq F_{n1}$$

$$F_N \cdot f \cdot i \geq k \cdot F_{n1} \Rightarrow F_N = \frac{k \cdot F_{n1}}{i \cdot f} \quad (3.40)$$

$$F_N = \frac{2 \cdot 26155}{8 \cdot 0,2} = \underline{32694 \text{ N}}$$

Výpočet přídatné osové síly  $F_{M2}$  od klopného momentu:

Na obrázku 4.9 je zaznačen směr B. Pohled z tohoto směru je na obrázku 4.10. Je zde znázorněna síla  $F_t$ , která způsobuje ohybový moment a do šroubů vnáší přídatnou osovou sílu.



Obr. 4.10 Znázornění sil a rozměrů při pohledu ze směru B

$$F_{t1} \cdot h = 4 \cdot (F_{M1} \cdot a + F_{M2} \cdot b) \quad (4.41)$$

$$F_{t1} \cdot h = 4 \cdot \left( \frac{F_{M2}}{b} \cdot a^2 + F_{M2} \cdot b \right)$$

$$F_{t1} \cdot h = 4 \cdot F_{M2} \cdot \left( \frac{a^2}{b} + b \right) \Rightarrow F_{M2} = \frac{F_{t1} \cdot h}{4 \cdot \left( \frac{a^2}{b} + b \right)}$$

$$F_{M2} = \frac{24578 \cdot 0,034}{4 \cdot \left( \frac{0,035^2}{0,285} + 0,285 \right)} = \underline{722 \text{ N}}$$

Přidavná osová síla od klopného momentu je ve srovnání s osovou silou pro vyvození dostatečného tření velmi malá. Přidavná osová síla od radiální síly v ozubení již není provedena, protože radiální síla  $F_{r1}$  je ve srovnání s tečnou silou přibližně třetinová.

#### Celková osová síla ve šroubu

Celková osová síla ve šroubu je vypočítána jako součet všech dílčích osových sil:

$$F_C = F_T + F_N + F_{M2} \quad (4.42)$$

$$F_C = 8960 + 32694 + 722 = \underline{42376 \text{ N}}$$

Pro další výpočty je brána velikost celkové síly  $F_C$  43 000 N. Tímto zaokrouhlením se také kompenzuje zanedbaná osová síla od klopného momentu způsobené silou  $F_{r1}$ .

#### Výpočet utahovacího momentu $T_U$

$$T_U = T_{TM} + T_{TZ} \quad (4.43)$$

$$T_U = 111800 + 109418 = 221218 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx \underline{221 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$T_{TM}$  – moment tření pod maticí

$$T_{TM} = F_C \cdot f_m \cdot \frac{s_k + D}{4} \quad (4.44)$$

$$T_{TM} = 43000 \cdot 0,2 \cdot \frac{30 + 22}{4} = \underline{111800 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

kde:

$s_k$  – otvor klíče šroubu M20,  $s_k = 30 \text{ mm}$

$f_m$  – součinitel tření pod maticí,  $f_m = 0,2$

$D$  – průměr díry pro šroub,  $D = 22 \text{ mm}$

$T_{TZ}$  – třecí moment v závitu

$$T_{TZ} = F_C \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (4.45)$$

$$T_{TZ} = 43000 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 13) = \underline{109418 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

kde :

$\gamma$  – úhel stoupání závitu

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.46)$$

$$\gamma = \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,48^\circ$$

$\varphi'$  – redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4.47)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,2}{\cos 60^\circ / 2} = 13^\circ$$

kde:

$f_z$  – součinitel tření v závitu (volený pro neupravenou matici, zinkovaný šroub),  $f_z = 0,2$

$\alpha$  – vrcholový úhel závitu,  $\alpha = 60^\circ$

$P$  – stoupání závitu,  $P = 2,5$  mm

$d_2$  – střední průměr závitu M20,  $d_2 = 18,376$  mm

Pevnostní kontrola zvoleného šroubu:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \frac{Re}{k} \Rightarrow k = \frac{Re}{\sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (4.48)$$

$$k = \frac{640}{\sqrt{191^2 + 4 \cdot 115^2}} = 2,14$$

kde:

$Re$  – mez kluzu šroubu,  $Re = 640$  MPa (šrouby mají třídu pevnosti 8.8)

$\sigma$  – tahové napětí ve šroubu

$$\sigma = \frac{F_c}{S} = \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.49)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 43000}{\pi \cdot 16,933^2} = 191 \text{ MPa}$$

$\tau$  – smykové napětí ve šroubu od utažení

$$\tau = \frac{T_{TZ}}{Wk} = \frac{16 \cdot T_{TZ}}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.50)$$

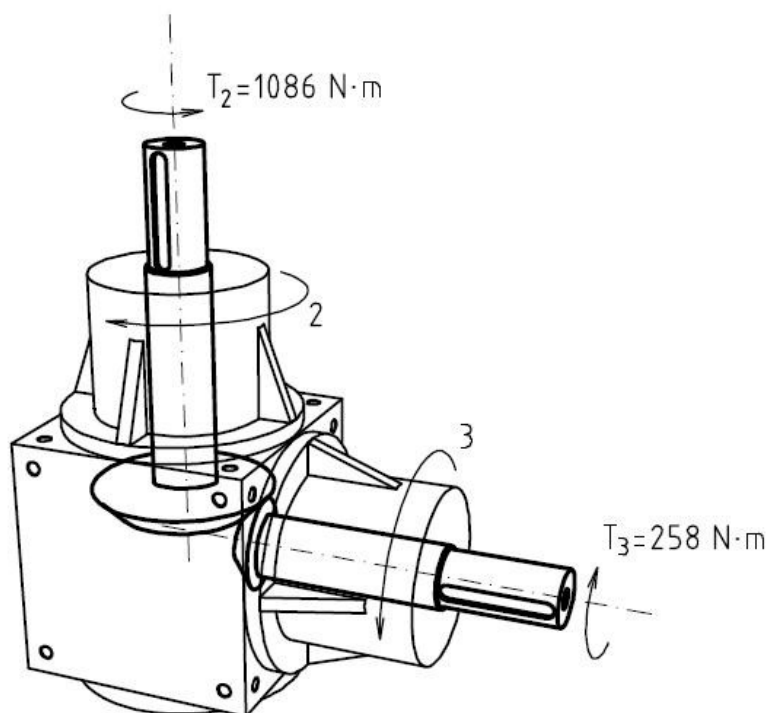
$$\tau = \frac{16 \cdot 109418}{\pi \cdot 16,933^3} = \underline{115 \text{ MPa}}$$

Bezpečnost šroubu  $k$ , se obvykle volí od 1,5 do 2,5. Hodnota bezpečnosti 2,14 je tedy ideální. Do šroubu se bude ještě promítat přídavná síla od klopných momentů. Velikost této síly se dá odhadovat kolem sta Newtonů. Tak malé zatížení se bezpečností vykompenzuje.

### 4.3 Kontrola šroubového spojení převodovky a rámu

Ve skříni převodovky jsou již od výrobce čtyři otvory se závitem M20. Předpokládám, že výrobce převodovky navrhnul šrouby tak, aby udržely převodovku při maximálním zatížení. V tomto případě se tedy nejedná ani tak o návrh spoje, jako o kontrolu zvolené třídy pevnosti šroubů.

Skříň kuželové převodovky má při práci tendenci se otáčet kolem každé ze dvou hřídelů. Proto musí být pevně uchycena kráma, aby při záběru ozubených kol poskytla patřičné reakce. Zatížení převodovky a potřebné reakce jsou nakresleny na obrázku 4.11.



Obr. 4.11 Zatěžující a reakční momenty u kuželové převodovky

Skříň má tendenci se otočit:

- kolem svislé osy točivým momentem 1 086 Nm (směr 2)
- kolem vodorovné osy točivým momentem 258 Nm (směr 3)

Výpočet osové síly  $F_T$  pro přenos točivého momentu:

Na obrázku 4.11 je vidět, že převodovka je z každé strany opatřena čtyřmi otvory se závitem pro montáž. Tyto otvory leží na roztečné kružnici  $r = 0,2015$  m.

$$F_t \geq F \quad (4.51)$$

$$F_T \cdot f \cdot i \geq k \cdot F \Rightarrow F_T = \frac{k \cdot F}{i \cdot f}$$

$$F_T = \frac{2 \cdot 5390}{4 \cdot 0,2} = \underline{13475 \text{ N}}$$

kde:

$k$  – součinitel bezpečnosti šroubového spoje,  $k = 2$

$F$  – maximální obvodová síla přenášená šroubovým spojením

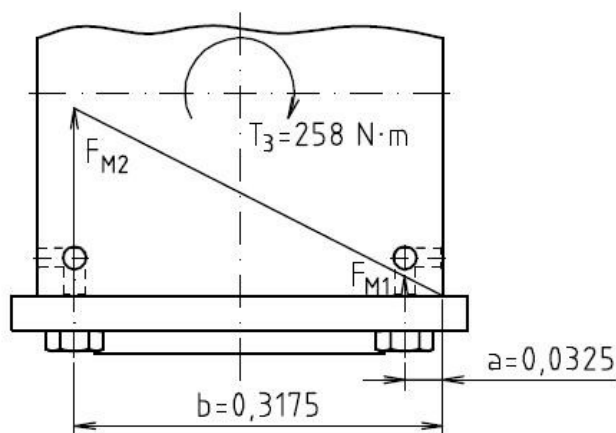
$$F = \frac{T_2}{r} \quad (4.52)$$

$$F = \frac{1086}{0,2015} = \underline{5390 \text{ N}}$$

$i$  – počet šroubů,  $i = 4$

$f$  – součinitel tření mezi plochami spojovaných součástí,  $f = 0,2$

Výpočet přídatné osové síly  $F_{M2}$  od klopného momentu:



$$\frac{F_{M1}}{a} = \frac{F_{M2}}{b} \Rightarrow F_{M1} = \frac{F_{M2}}{b} \cdot a$$

Obr. 4.12 Rozměry a síly v uchycení převodovky



$$T_3 = 2 \cdot (F_{M1} \cdot a + F_{M2} \cdot b) \quad (4.53)$$

$$T_3 = 2 \cdot \left( \frac{F_{M2}}{b} \cdot a^2 + F_{M2} \cdot b \right)$$

$$T_3 = 2 \cdot F_{M2} \cdot \left( \frac{a^2}{b} + b \right) \Rightarrow F_{M2} = \frac{T_3}{2 \cdot \left( \frac{a^2}{b} + b \right)}$$

$$F_{M2} = \frac{258}{2 \cdot \left( \frac{0,0325^2}{0,3175} + 0,3175 \right)} = \underline{402 \text{ N}}$$

Stejně jako v předešlých případech je i zde přídatná osová síla nízká ve srovnání s osovou silou pro vyvození dostatečného tření. Šroub není řešen jako předepjatý.

#### Celková osová síla ve šroubu

Celková osová síla ve šroubu je vypočítána jako součet síly  $F_T$  a  $F_{M2}$ :

$$F_C = F_T + F_{M2} \quad (4.54)$$

$$F_C = 13475 + 402 = \underline{13877 \text{ N}}$$

Pro další výpočty je síla  $F_C$  zaokrouhlena na 14 000 N. Při tomto zaokrouhlení se pohybujeme na straně bezpečnosti.

#### Výpočet utahovacího momentu $T_U$

$$T_U = T_{TM} + T_{TZ} \quad (4.55)$$

$$T_U = 36400 + 35624 = 72024 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx \underline{72 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

kde:

$T_{TM}$  – moment tření pod maticí

$$T_{TM} = F_C \cdot f_m \cdot \frac{s_k + D}{4} \quad (4.56)$$

$$T_{TM} = 14000 \cdot 0,2 \cdot \frac{30 + 22}{4} = \underline{36400 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

$T_{TZ}$  – třecí moment v závitu

$$T_{TZ} = F_C \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') \quad (4.57)$$

$$T_{TZ} = 14000 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot \text{tg}(2,48 + 13) = \underline{35624 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Pevnostní kontrola zvoleného šroubu:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \frac{Re}{k} \Rightarrow k = \frac{Re}{\sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (4.58)$$

$$k = \frac{480}{\sqrt{62,2^2 + 4 \cdot 37,4^2}} = 6,6$$

kde:

Re – mez kluzu šroubu, Re = 480 MPa (šrouby mají třídu pevnosti 6.8)

$\sigma$  – tahové napětí ve šroubu

$$\sigma = \frac{F_c}{S} = \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.59)$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 14000}{\pi \cdot 16,933^2} = 62,2 \text{ MPa}$$

$\tau$  – smykové napětí ve šroubu od utažení

$$\tau = \frac{T_{TZ}}{W_k} = \frac{16 \cdot T_{TZ}}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.60)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 35624}{\pi \cdot 16,933^3} = 37,4 \text{ MPa}$$

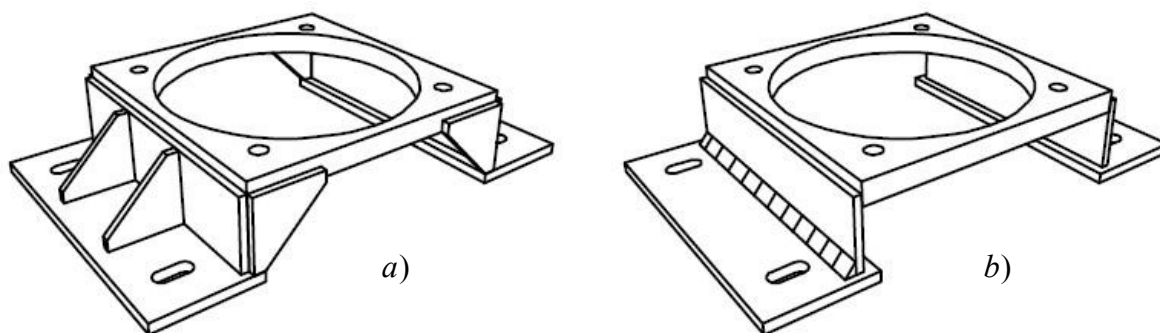
Pro spoj jsou použity šrouby M20. Hodnoty, jako jsou otvor klíče, redukovaný třecí úhel, úhel stoupání závitu a další jsou stejné, jako v kapitole 4.2.

Hodnota bezpečnosti 4,9 je dosti vysoká. Obvyklé požadavky na bezpečnost  $k$  jsou od 1,5 do 2,5. Jelikož velikost šroubů je stanovena výrobcem převodovky, nelze tento parametr ovlivnit. Nelze také zapomenout na skutečnost, že převodovka v tomto případě nepřenáší maximální točivý moment, na jaký je navržena.

#### 4.4 Výpočet svarového spoje soklu převodovky (proveden podle [8])

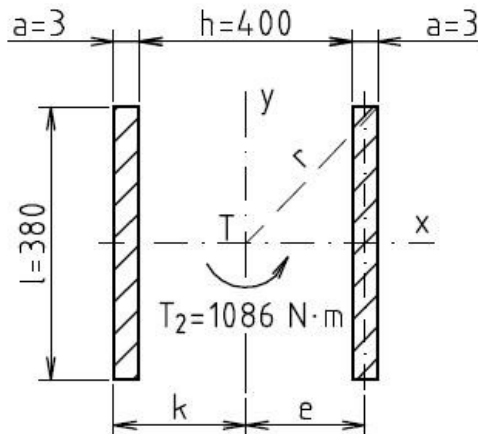
Posledním počítaným spojem je svar na soklu kuželové převodovky. Kuželová převodovka není namontována přímo na rám. Osa by byla vůči dynamometru příliš nízko (obr. 2.2). Potřebnou polohu os tak zajišťuje podstavec – sokl. Samotný sokl je zobrazen na obr 4.13. Varianta  $a$  ukazuje sokl tak, jak je použit v konstrukci. To znamená včetně

výztuh. Výztuhy by ale výpočet svaru značně komplikovaly. Pro výpočet je tedy sokl upraven do podoby, kterou znázorňuje varianta *b*. V rohu je zakreslena svarová housenka.



Obr. 4.13 Sokl převodovky: a) s výztuhami, b) bez výztuh

Točivé momenty zatěžující svar jsou stejné, jako točivé momenty zatěžující montážní šrouby převodovky (obr. 4.11). Svar je tedy zatížen točivým momentem ve směru 2 a ve směru 3. Pro výpočet napětí ve svaru je nezbytné znát moment setrvačnosti plochy svaru. Ten je jiný jak pro směr 2, tak pro směr 3. Rozměry svarového spoje potřebné pro výpočet jsou znázorněny na obrázku 4.13.



Obr 4.13 Schematické znázornění rozměrů svarového spoje

Osové momenty setrvačnosti pravé strany obrazce:

$$J_x = \frac{a \cdot l^3}{12} \quad (4.61)$$

$$J_y = \frac{a^3 \cdot l}{12} \quad (4.62)$$

Polární moment setrvačnosti pravé části svaru:

$$J_{T1} = J_X + J_Y = \frac{a \cdot l^3}{12} + \frac{a^3 \cdot l}{12} \quad (4.63)$$

Moment setrvačnosti plochy svaru pro zatížení ve směru 2 (polární moment k těžišti T):

$$J_T = 2 \cdot (J_{T1} + S \cdot e^2) = 2 \cdot \left( \frac{a \cdot l^3}{12} + \frac{a^3 \cdot l}{12} + a \cdot l \cdot \left( \frac{h+a}{2} \right)^2 \right)$$

$$J_T = a \cdot l \cdot \left( \frac{l^2 + a^2}{6} + \frac{(h+a)^2}{2} \right) \quad (4.64)$$

$$J_T = 3 \cdot 380 \cdot \left( \frac{380^2 + 3^2}{6} + \frac{(400+3)^2}{2} \right) = \underline{120010840 \text{ mm}^4}$$

Velikost ramene r:

$$r = \sqrt{\left( \frac{h}{2} + a \right)^2 + \left( \frac{l}{2} \right)^2} \quad (4.65)$$

$$r = \sqrt{\left( \frac{400}{2} + 3 \right)^2 + \left( \frac{380}{2} \right)^2} = \underline{278 \text{ mm}}$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{J_T}{r} \quad (4.66)$$

$$W_k = \frac{120010840}{278} = \underline{431694 \text{ mm}^3}$$

Napětí ve svaru vyvolané točivým momentem T<sub>2</sub>:

$$\tau_{\perp}^{T2} = \frac{T_2}{W_k} \quad (4.67)$$

$$\tau_{\perp}^{T2} = \frac{1086000}{431694} = \underline{2,5 \text{ MPa}}$$

Moment setrvačnosti plochy svaru pro zatížení ve směru 3:

$$J_O = 2 \cdot (J_{T1} + S \cdot e^2) = 2 \cdot \left( \frac{a^3 \cdot l}{12} + a \cdot l \cdot \left( \frac{h+a}{2} \right)^2 \right) = a \cdot l \cdot \left( \frac{a^2}{6} + \frac{(h+a)^2}{2} \right) \quad (4.68)$$

$$J_O = 3 \cdot 380 \cdot \left( \frac{3^2}{6} + \frac{(400+3)^2}{2} \right) = \underline{92574840 \text{ mm}^4}$$

Velikost ramene k:

$$k = \frac{h}{2} + a \quad (4.69)$$

$$k = \frac{400}{2} + 3 = \underline{203 \text{ mm}}$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{OSV} = \frac{J_O}{k} \quad (4.70)$$

$$W_{OSV} = \frac{92574840}{203} = \underline{456034 \text{ mm}^3}$$

Napětí ve svaru vyvolané točivým momentem  $T_3$ :

$$\tau_{\perp}^{T3} = \frac{T_3}{W_{OSV}} \quad (4.71)$$

$$\tau_{\perp}^{T3} = \frac{250000}{456034} = \underline{0,6 \text{ MPa}}$$

Výpočet bezpečnosti svaru:

$$\tau_{\perp} = \left( \frac{\tau_{\perp}^{T2} + \tau_{\perp}^{T3}}{k_3} \right) \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \Rightarrow k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\left( \frac{\tau_{\perp}^{T2} + \tau_{\perp}^{T3}}{k_3} \right)} \quad (4.72)$$

$$k_s = \frac{1,171 \cdot 420}{\left( \frac{2,5 + 0,6}{0,75} \right)} = \underline{119}$$

kde:

$\beta$  – součinitel tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad (4.73)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 4,3 = \underline{1,171}$$

kde:

$z$  – charakteristický rozměr koutového svaru,  $z = 4,3$

Bezpečnost v tomto případě vyšla extrémně vysoká. Při výrobě soklu nebude svar proveden po celé délce, ale jen od okraje po žebro (viz. obrázek 4.13 a)). Ušetří se tak výrobní náklady a součást nebude zbytečně předimenzovaná. Pro přenos sil to bude stačit, protože krajní vlákno přenáší největší zatížení. Bezpečnost tímto částečně klesne.

#### **4.5 Ozubené soukolí elektromotor – spoluzabírající kolo**

Standardní postup při návrhu ozubeného kola je takový, že se nejprve navrhne modul ozubení a šířka kol. Provede se pevnostní kontrola a na závěr, jako vstupní parametr do výroby, se vypočítá geometrie ozubení. V tomto případě návrh modulu, šířky ozubení a jeho pevnostní kontrola nejsou provedeny. Pastorek je součástí elektromotoru. Výpočet těchto hodnot není předmětem diplomové práce. Veškeré parametry ozubení jsou tedy dané výrobcem elektromotoru. Jedná se o ozubení s přímými zuby se základním profilem bez korekce. Je to nejjednodušší možný typ ozubeného kola. Materiál spoluzabírajícího kola předpokládám stejný, z jakého je vyroben i pastorek motoru. Pro potřebu výroby spoluzabírajících kol je tedy proveden jen výpočet geometrie. K tomuto účelu byl použit katedrální software [11]. Výsledky jsou uvedeny v příloze V až VIII diplomové práce.

## 5. Závěr

Cílem diplomové práce byl konstrukční návrh a výpočet zkušebního zařízení pohonu řízení vysokozdvihných vozíků. V práci je provedena volba klíčových komponent – dynamometru, převodovky a spojky. Je také navrženo celkové uspořádání zkušebního zařízení. Nakonec je proveden výpočet vybraných dílů. Rozsah diplomové práce je omezený a není možné vše detailně zpracovat tak, jak by to bylo nutné při přípravě výroby.

Z tohoto hlediska je kritickým navrhovaným uzlem ložiskový domek. Základní vztahem mezi silou a točivým momentem popisuje rovnice  $T = F \cdot r$ . Pokud šroubové a svarové spoje přenesou síly od točivého momentu u ložiskového domku, tak vyhoví i spoje, které jsou jinde na rámu. Všechny jsou umístěny na větším rameni. Zatěžující točivý moment je stejný a tím pádem klesá zatěžující síla. Největší problém při výpočtech představovala ložiska ložiskového domku. Jejich trvanlivost se může zdát krátká, vzhledem k tomu, že musí vydržet zkoušku životnosti několika elektromotorů. Je potřeba zdůraznit, že jsou počítána na maximální zatížení, působící nepřetržitě. Takový stav při zkoušce jistě nebude trvat 11 700 hodin. Pokud by se nejsilnější elektromotor zkoušel neustále při maximálních otáčkách, ložiska by vydržela přes 80 000 hodin. Při započítání slabších elektromotorů by trvanlivost dále vzrostla.

V kapitole 3 jsou uvedeny výpočty a graf výkonu a točivého momentu v závislosti na otáčkách. V těchto výpočtech ještě není zahrnut ložiskový domek. Výkon a moment na dynamometru tak bude o účinnost ložisek nižší. Ta se dá předpokládat asi 98%. V pevnostních výpočtech v kapitole 4 jsou brány původní vypočítané hodnoty výkonu a točivého momentu. To nevadí, protože se pohybujeme na straně bezpečnosti. Další skutečností, která bude ovlivňovat výsledky měření je ozubení kuželové převodovky. Ozubená kola mají zakřivené zuby vyrobené technologií Gleason. Tento typ ozubení má jinou účinnost při směru otáčení vpravo a vlevo. Při jednom ze směrů otáčení se do sebe ozubení „vtahuje“ a má horší účinnost, než při záběru na druhou stranu. Tuto nepříjemnou vlastnost zakřiveného ozubení bude nutné eliminovat kalibrací zkušebního zařízení a korekcí výsledků.

Při práci byly používány firemní katalogy, normy a jiná odborná literatura. Seznam použitých zdrojů je uveden v kapitole 6. Dalším významným zdrojem informací byly zápisy ze cvičení a z přednášek získaných během studia.

## 6. Seznam použité literatury, software a internetových zdrojů

- [1] *www.dynamometer-world.com* [online]. c1999 [cit. 2013 – 05 – 02]. < [http://www.dynamometer-world.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=69&Itemid=75](http://www.dynamometer-world.com/index.php?option=com_content&view=article&id=69&Itemid=75) >
- [2] *WB and PB Series Eddy-Current and Magnetic Powder Dynamometers*. Buffalo: MAGTROL INC, 2012. 80 s.
- [3] *ATEK Product catalogue*. Prisdorf: ATEK Antriebstechnik, 2010. 138 s.
- [4] *Company catalogue 2013*. Rheine: KTR Kupplungstechnik GmbH, 2013. 328 s.
- [5] MORAVEC, V.; PIŠŤÁČEK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 2. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2011. 104 s. ISBN 978 – 80 – 248 – 2522 – 9.
- [6] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2010. 91 s. ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8.
- [7] *Výběr nejpoužívanějších druhů svařovacích materiálů*. Vamberk: ESAB VAMBERK s. r. o., 2012. 40 s.
- [8] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2002. 110 s. ISBN 80 – 248 – 0050 – 0.
- [9] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 2. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005. 907 s. ISBN 80 – 7361 – 011 – 6.
- [10] *Main catalogue*. Göteborg: SKF Group, 2006. 1130 s.
- [11] Němček, M.: *Program Geometrie – kontrola geometrie ozubených kol*, verze 3, 2008



## 7. Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Parametry elektromotoru 1	Příloha I	A4
Parametry elektromotoru 2	Příloha II	A4
Parametry elektromotoru 3	Příloha III	A4
Parametry elektromotoru 4	Příloha IV	A4
Geometrie ozubení elektromotoru 1	Příloha V	A4
Geometrie ozubení elektromotoru 2	Příloha VI	A4
Geometrie ozubení elektromotoru 3	Příloha VII	A4
Geometrie ozubení elektromotoru 4	Příloha VIII	A4
Zkušební zařízení	KRC112ZZ – 00	A1
Dutý hřídel	KRC112ZZ – 01.01.01	A3
Seznam položek	KRC112ZZ – 00.SP	A4